

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Tessa Uroić

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**PARNA TURBINA KOGENERACIJSKE
TERMOELEKTRANE NA BIOMASU**

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Studentica:

Tessa Uroić

Zagreb, 2013.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradila samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru, profesoru Zvonimiru Guzoviću na potpori, stručnoj pomoći i savjetima pruženima tijekom izrade ovoga rada.

Tessa Uroić

SADRŽAJ

1. Mogućnosti proizvodnje električne energije pomoću biomase.....	1
1.1. Energetski sadržaj biomase.....	3
1.2. Energija iz biomase.....	3
1.3. Biomasa kao usputni proizvod u poljoprivredi.....	4
1.4. Energetske plantaže.....	5
1.5. Budući trendovi korištenja energije biomase.....	6
1.6. Biomasa iz gospodarenja šumama i drvne industrije.....	7
1.7. Biomasa iz energetskih šuma.....	10
1.8. Prikupljanje biomase.....	11
1.9. Priprema biomase za transport i skladištenje.....	11
1.10. Skladištenje i transport.....	12
1.11. Pretvorba energije biomase u ostale oblike energije.....	12
1.11.1. Anaerobno truljenje.....	12
1.11.2. Rasplinjavanje.....	13
1.12. Kogeneracija toplinske i električne energije.....	14
1.13. Smanjenje emisije stakleničkih plinova.....	14
2. Toplinska shema kogeneracijske termoelektrane.....	17
2.1. Izračun potrebne količine pare na ulazu u turbinu.....	18
3. Energetska pretvorba u turbinskom stupnju i principijelno ustrojstvo turbine.....	20
3.1. Osnovne jednačbe za kompresibilni tok fluida.....	20
3.1.1. Jednačba stanja.....	21
3.1.2. Jednačba kontinuiteta.....	22
3.1.3. Jednačba količine gibanja.....	23
3.1.4. Jednačba očuvanja energije.....	25
3.2. Osnovne karakteristike i parametri tokova u kanalima.....	26
3.3. Energetska pretvorba u turbinskom stupnju.....	36
3.3.1. Reaktivnost turbinskog stupnja.....	40
3.3.2. Sile koje djeluju na rotorske lopatice.....	41
3.3.3. Snaga i specifični rad stupnja.....	43
3.4. Koeficijent iskoristivosti na obodu kola.....	45
3.5. Geometrijske i plinsko-dinamičke karakteristike rešetki turbinskih lopatica.....	53
3.5.1. Utjecaj geometrijskih i parametara strujanja na gubitke energije u turbinskoj rešetki.....	61
3.5.2. Utjecaj relativne visine.....	67
3.5.3. Utjecaj relativnog koraka profila u rešetki.....	67
3.5.4. Utjecaj zakreta toka u rešetki.....	68
3.5.5. Utjecaj ulaznog kuta toka.....	69
3.5.6. Utjecaj Machovog broja Ma na izlazu iz rotorske rešetke.....	69
3.5.7. Utjecaj Reynoldsovog broja Re na izlazu iz rešetke s podzvučnim brzinama.....	70
3.6. Rad rešetke turbinskih lopatica uz promjenjive uvjete rada. Ekspanzija u kosom području rešetke.....	71
3.6.1. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s konvergentnim kanalima.....	71
3.6.2. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s divergentnim kanalima.....	74
3.7. Ekspanzija toka u kosom području rešetke.....	78
3.8. Određivanje dimenzija statorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja.....	81
3.8.1. Turbinski stupanj s jednim redom rotorskih lopatica.....	81
3.8.2. Rešetke lopatica uz nadzvučne brzine strujanja.....	87
4. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine.....	93

4.1.	Ulazni podaci.....	93
4.2.	Algoritam proračuna.....	93
4.3.	Podaci dobiveni proračunom.....	103
4.4.	Izračun električne snage.....	113
4.5.	Prikaz ekspanzijske krivulje u h-s dijagramu.....	114
5.	Zaključak.....	115
6.	Popis literature.....	116
7.	Prilozi.....	117

POPIS SLIKA

Broj	Opis	Str.
1.1	Životni ciklus biomase	2
1.2	Načelna shema proizvodnje energije iz biomase	4
1.3	Svi oblici biomase	10
2.1	Toplinska shema kogeneracijske termoelektrane	17
2.2	Dijagrami električnog i mehaničkog stupnja iskoristivosti	18
3.1	Strujanje kroz kanal – jednadžba kontinuiteta	22
3.2	Strujanje kroz kanal – jednadžba količine gibanja	24
3.3	Strujanje kroz kanal – jednadžba očuvanja energije	25
3.4	h-s dijagram promjene stanja pare ili plina koji struji kroz sapnicu	28
3.5	Utjecaj relativne brzine λ na bezdimenzijske parametre toka	32
3.6	Raspodjela parametara toka duž osi De Lavalove sapnice	32
3.7	Maseni protok pare kroz sapnicu u ovisnosti o tlaku p_1 na izlaznom presjeku, s konstantnim tlakom p_0 na njenom ulazu	35
3.8	Strujni dio aksijalnog turbinskog stupnja i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja	36
3.9	h - s dijagram za tok pare (ili plina) u turbinskom stupnju	37
3.10	Trokuti brzina za tok pare u turbinskom stupnju	39
3.11	h - s dijagram procesa u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ (a) i $\rho < 0$ (b)	41
3.12	Uz izvod jednadžbe količine gibanja za turbinski stupanj	41
3.13	h – s dijagram za tok u rotorskim lopaticama	44
3.14	h – s dijagram za tok u turbinskom stupnju s djelomičnim korištenjem energije izlazne brzine u sljedećem stupnju	47
3.15	Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0$	49
3.16	Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0,5$	53
3.17	Geometrijske karakteristike rešetke statorskih lopatica	54
3.18	Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica	56
3.19	Modeli rešetki lopatica	57
3.20	h - s dijagram procesa u rešetki statorskih (a) i rotorskih (b) lopatica	58
3.21	Raspodjela tlaka preko rešetke statorskih (a) i akcijskih rotorskih profila (b)	62
3.22	Shematski prikaz raspodjele graničnog sloja preko profila lopatica	63
3.23	Sekundarno strujanje u rešetkama lopatica	64
3.24	Gubici energije u statorskoj rešetki sastavljenoj od profila S-90-12A i S-90-15A u ovisnosti o relativnoj visini lopatice	65
3.25	Profili akcijskih lopatica male visine u usporedbi s lopaticama velike i srednje visine	66
3.26	Koeficijent gubitaka u statorskoj rešetki s $\bar{l}_1 = 0,5$ i $\Delta l = 0,33l_1$, u ovisnosti o Ma i obliku meridionalne konture kanala lopatica	66
3.27	Koeficijent gubitaka energije u ovisnosti o relativnom koraku i debljini izlaznog profila brida lopatica	67
3.28	Koeficijent brzine za rešetke statorskih i rotorskih lopatica u ovisnosti o omjeru b/l i kutu zakreta toka u rešetki	68
3.29	Gubici energije u akcijskoj rešetki u ovisnosti o ulaznom kutu toka	69

3.30	Profilni gubici u ovisnosti o Ma broju	70
3.31	Utjecaj Re broja na profilne gubitke	71
3.32	Mreža relativnih masenih protoka kroz konvergentne kanale lopatica ($\varepsilon_{kr} = 0,546$)	74
3.33	Promjenjivi uvjeti rada divergentne De Lavalove sapnice	75
3.34	Mreža masenog protoka za rešetku s divergentnim kanalima	77
3.35	Ekspanzija toka u kosom području konvergentnog kanala statorsche rešetke uz nadzvučne brzine toka na izlazu	78
3.36	Hodograf brzine ekspanzije toka u konvergentnom kanalu rešetke lopatice	80
3.37	Kut toka na izlazu iz konv. kanla rešetke lopatica u ovisnosti o Ma	81
3.38	Aksijalni turbinski stupanj s cilindričnom (a) i koničnom (b) bandažom rotorskih lopatica	82
3.39	Oblici kanala rešetki statorskih i rotorskih lopatica	83
3.40	Dijagram za određivanje parametara toka u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica	83
3.41	Koef. protoka za pregrijanu paru u stat. i rot. rešetkama lopatica u ovisnosti o l/b i kutu zakreta $\Delta\beta$	84
3.42	Utjecaj vlažnosti pare na izlazu iz rešetke na koef. protoka	85
3.43	Uz proračun divergentne sapnice	87
3.44	Profilni gubici energije u statorskim rešetkama s različitim stupnjem divergencije f u ovisnosti o Machovom broju na izlazu iz rešetke	88
3.45	Trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku uz odklon toka u kosom području statorsche rešetke	89
3.46	Oblici profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetsom institutu	90
3.47	Karakteristike statorskog profila S-90-12A i karakteristike rotorskog profila R-30-21A	92
4.1	Krivulje za koeficijent profilnih gubitaka i rubnih gubitaka	97
4.2	Korekcijski faktori za koeficijente gubitaka	97
4.3	Korekcijski faktor za koeficijente gubitaka	97
4.4	Korekcijski faktor $k_{\Delta\beta}$ za koeficijent gubitaka za rotorsku rešetku	100
4.5	Ekspanzijska linija u h-s dijagramu	114

POPIS TABLICA

Broj	Opis	Str.
1.1	Godišnja proizvodnja drvenih sortimenata u m ³ po upravama šuma za razdoblje od 1996. do 2005. godine	8
1.2	Prosječne ogrjevne vrijednosti šumskih sortimenata u ovisnosti o udjelu vlage	9
1.3	Teoretski energetski potencijal iskoristive biomase iz gospodarenja šumama u Republici Hrvatskoj (godišnji prosjek za razdoblje od 1996. do 2016. godine)	9
1.4	Sastav plina dobivenog rasplinjavanjem drvenog ugljena	13
3.1	Kritični parametri tokova s izentropskom ekspanzijom	31
4.1	Prikaz zadanih podataka za proračun turbine	93
4.2	Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 1.-5.	103
4.3	Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 6.-10.	107
4.4	Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 11.-14.	110
4.5	Izračun snage stupnjeva turbine	113

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
P_{el}	MW	električna snaga
η_{meh}	-	mehanički stupanj iskoristivosti
η_{el}	-	električni stupanj iskoristivosti
D	kg/s, t/h	maseni protok na ulazu u turbinu
p_0	bar	tlak na ulazu u turbinu
ϑ_0	°C	temperatura na ulazu u turbinu
p_k	bar	konačni tlak na izlazu iz zadnjeg stupnja
D_{od}	kg/s, t/h	maseni protok oduzimanja
s_0	kJ/kgK	entropija na ulazu u prvi stupanj
p_{od}	bar	tlak oduzimanja
$d_{sr,1}$	mm	srednji promjer statora
$d_{k,1}$	mm	korijenski promjer
l_1	mm	visina lopatice statora
u_1	m/s	obodna brzina
R	-	reaktivnost stupnja na srednjem promjeru
$(u/c_f)_{opt}$	-	optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja
$(u/c_f)_r$	-	računski odnos obodne i fiktivne brzine stupnja
$\Delta(u/c_f)_{opt}$	%	promjena optimalnog odnosa obodne i fiktivne brzine stupnja
c_f	m/s	fiktivna brzine stupnja
Δh_{is}	kJ/kg	izentropski toplinski pad stupnja
$\Delta h_{s,is}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad u statorskoj rešetki
c_{1t}	m/s	teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke
h_0	kJ/kg	specifična entalpija na ulazu u statorsku rešetku
$h_{t,1}$	kJ/kg	teoretska specifična entalpija na izlazu iz statorske rešetke
$h_{t,2}$	kJ/kg	teoretska specifična entalpija na izlazu iz rotorske rešetke
p_0	bar	tlak na ulazu u statorsku rešetku
p_1	bar	tlak na izlazu iz statorske rešetke
p_2	bar	tlak na izlazu iz rotorske rešetke
v_0	m ³ /kg	specifični volumen na ulazu u statorsku rešetku
$v_{t,1}$	m ³ /kg	teoretski specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke
$v_{t,2}$	m ³ /kg	teoretski specifični volumen na izlazu iz rotorske rešetke
x_0	kg/kg	sadržaj pare na ulazu u stupanj
x_2	kg/kg	sadržaj pare na izlazu iz stupnja
a_1	m/s	brzina zvuka na izlazu iz statorske rešetke
M_{1t}	-	teoretski Machov broj na izlazu iz statorske rešetke
ε_1	-	odnos tlaka na izlazu iz statorske rešetke i tlaka na ulazu u statorsku rešetku
F_1	mm ²	potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke
$e_1 l_1$	mm	fiktivna visina sapnica
e_1	-	parcijalnost sapnica
α_u	°	kut ugradnje lopatica statorske rešetke
$\bar{t}_{opt,1}$	-	relativni optimalni korak lopatica statorske rešetke
b_1	mm	duljina tetive profila statorske rešetke
$t_{1,opt}$	mm	stvarni optimalni korak lopatica statorske rešetke

Z_1	-	broj lopatica statorske rešetke
$t_{1,kor}$	mm	korigirani stvarni korak statorske rešetke
$\bar{t}_{1,kor}$	-	korigirani relativni korak statorske rešetke
ζ'_{pr}	-	koeficijent profilnih gubitaka
k_{α_1}	-	korekcijski faktor za koeficijente gubitaka u ovisnosti o kutu α_{1e}
k_{vh}	-	korekcijski faktor za koeficijente gubitaka zbog odstupanja ulaznog kuta toka
k_{kr}	-	korekcijski faktor za koeficijente gubitaka kod odstupanja relativne debljine izlaznog brida
$\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$	-	koeficijent rubnih gubitaka
ζ_s	-	koeficijent gubitka statorske rešetke
φ	-	koeficijent brzine za statorsku rešetku
c_1	m/s	stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke
α_1	°	kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke
w_1	m/s	stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku
β_1	°	kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku
$\Delta h_{g,S}$	kJ/kg	gubitak u statorskoj rešetci
$\Delta h_{R,is}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad u rotorskoj rešetci
w_{2t}	m/s	teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke
a_2	m/s	brzina zvuka na izlazu iz rotorske rešetke
M_{2t}	-	teoretski Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke
ε_2	-	odnos tlaka na izlazu iz rotorske rešetke i tlaka na ulazu u rotorsku rešetku
F_2	mm ²	potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke
Δl	mm	potrebno prekrivanje između lopatica statorske i rotorske rešetke
l_2	mm	visina lopatice rotorske rešetke
$d_{sr,2}$	mm	srednji promjer rotorske rešetke
u_2	m/s	obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke
β_{2e}	°	potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke
β_u	°	kut ugradnje lopatica rotorske rešetke
$\bar{t}_{opt,2}$	-	relativni optimalni korak lopatica rotorske rešetke
b_2	mm	duljina tetive profila rotorske rešetke
$t_{2,opt}$	mm	stvarni optimalni korak lopatica rotorske rešetke
Z_2	-	broj lopatica rotorske rešetke
$t_{2,kor}$	mm	korigirani stvarni korak rotorske rešetke
$\bar{t}_{2,kor}$	-	korigirani relativni korak rotorske rešetke
ψ	-	koeficijent brzine za rotorsku rešetku
β_2	°	kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke
w_2	m/s	stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke
$\Delta h_{g,R}$	kJ/kg	gubitak u rotorskoj rešetci

c_2	m/s	stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke
α_2	°	kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke
$\Delta h_{g,ib}$	kJ/kg	gubitak uslijed izlazne brzine
η_u	-	stupanj djelovanja na obodu kola
ξ_{vent}	-	gubitak regulacijskog stupnja zbog ventilacije
ξ_{tr}	-	gubitak uslijed trenja diska
ξ_{seg}	-	gubitak na krajevima segmenata sapnica
$\xi_{y,S}$	-	gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu na statoru
$\xi_{y,R}$	-	gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu na rotoru
ξ_y	-	ukupni gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjsku brtvu
ξ_w	-	gubitak zbog vlažne pare
ξ_{parc}	-	gubitak uslijed parcijalnosti
η_i	-	unutarnji stupanj djelovanja
Δh_i	kJ/kg	iskorišteni toplinski pad stupnja
Δh_g	kJ/kg	gubitak stupnja
h_{izl}	kJ/kg	stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja

SAŽETAK

Stručne analize pokazuju da Republika Hrvatska raspolaže velikim energetske resursima biomase iz poljoprivrede, voćarstva i šumarstva. Budući da se više od 50% ovih resursa nalazi u ravničarskom dijelu, a nešto manje u brdskim dijelovima, moguće je gradnjom malih kogeneracijskih elektrana na biomasu zadovoljiti veliki dio vlastitih potreba lokalnih zajednica za električnom i toplinskom energijom. Studije isplativosti su pokazale da je optimalna električna snaga termoelektrane 1 do 2 MW i oko 4 do 8 MW toplinske snage.

U okviru rada predložena je toplinska shema jedne takve kogeneracijske termoelektrane, a na temelju potrebne električne snage izračunat je potrební maseni protok pare na ulazu u turbinu.

Prikazan je termodinamički i aerodinamički proračun turbine, odabrani su profili lopatica te izračunati gubici svih stupnjeva te snaga turbine.

Ključne riječi: parna turbina, kogeneracija, biomasa

SUMMARY

Analyses show that Republic of Croatia has many energy resources from agriculture, fruit growing and forestry available. More than 50% of these resources is found in the lowland and less in the hills. It is possible to satisfy local communities' energy needs by building small cogeneration power plants on biomass. Feasibility studies have shown that optimal electrical power of the power plant ranges from 1 to 2 MW and thermal power ranges from 4 to 8 MW.

This thesis suggests a layout of a cogeneration power plant. Knowing the electrical power needed, mass flow rate of steam is calculated and turbine blades' profiles selected. Losses and power are calculated for each profile.

Key words: steam turbine, cogeneration, biomass

1. MOGUĆNOSTI PROIZVODNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE POMOĆU BIOMASE

Čovjek se oduvijek služio biološkim energetske izvorima, koristeći proizvode fotosinteze biljaka ne samo kao hranu, nego i kao gorivo. Do početka intenzivne uporabe fosilnih goriva, drvo je bilo primaran i gotovo jedini izvor energije. Zbog toga je potrošnja drveta bila vrlo velika pa su ponegdje šume potpuno uništene, a zemlja pretvorena u pustinju. Korišteni su i drugi oblici biomase: osušeni životinjski izmet, oklasci kukuruza ili slama.

Energija se iz biomase proizvodi i danas, pogotovo u zemljama u razvoju. Biomasi, osim drva za ogrjev, čine različiti produkti iz biljnog i životinjskog svijeta. Tako se biomasa može podijeliti na drvnu (ostaci iz šumarstva i drvne industrije, brzorastuće drveće, otpadno drvo iz drugih djelatnosti te drvo koje nastaje kao sporedni proizvod u poljoprivredi), nedrvnu (ostaci, sporedni proizvodi i otpad iz bilinogojstva te biomasa dobivena uzgojem uljarica, algi i trava) te biomasu životinjskog podrijetla (otpad i ostaci iz stočarstva).

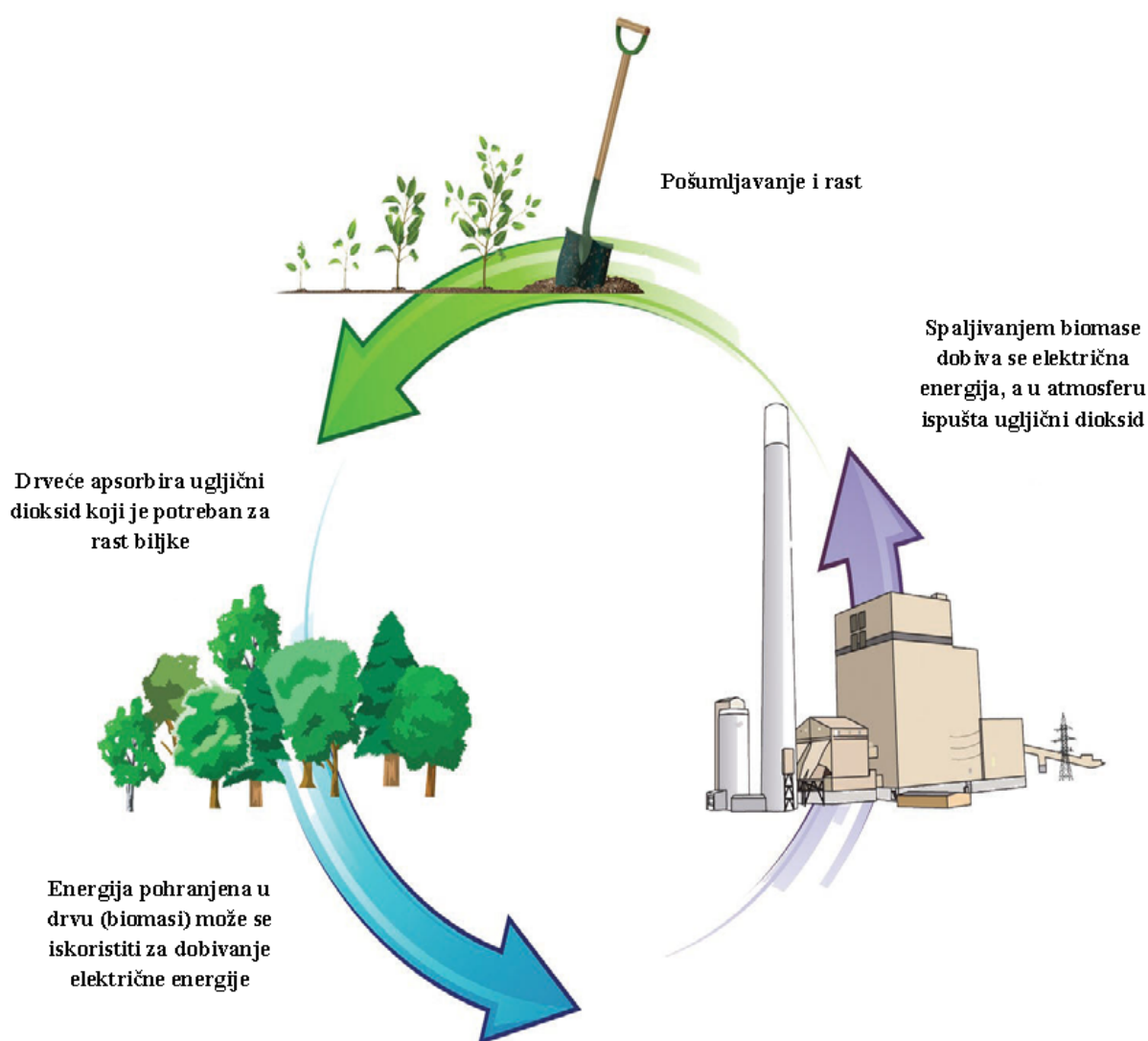
Glavna prednost biomase u odnosu na fosilna goriva je neopterećivanje atmosfere stakleničkim plinovima. Računa se da je opterećenje atmosfere s CO₂ pri izgaranju biomase kao goriva zanemarivo budući da je količina emitiranog CO₂ prilikom izgaranja jednaka količini apsorbiranog CO₂ tijekom rasta biljke.

Mogućnosti iskorištavanja biomase su brojne. Osim velikih količina biomase koje nastaju kao sporedni proizvod i otpad u šumarstvu, poljoprivredi te drugim djelatnostima, postoji i velik broj biljnih vrsta koje je moguće uzgajati, od brzorastućeg drveća godišnjeg prinosa 17 t/ha, do zelenih algi s prinosom 50 t/ha.

Primjena biomase dobivene uzgojem biljaka za proizvodnju energije ima niz prednosti, ali i neke nedostatke. U poljoprivredi i šumarstvu dosada su postignuti vrijedni uspjesi koji se mogu izravno primijeniti za proizvodnju biomase kao goriva. Biomasi je moguće uzgajati i na zemljištu koje nije pogodno za tradicionalne poljoprivredne kulture. U Hrvatskoj postoje velike površine obradivog tla i pašnjaka što također čini određeni energetske potencijal. Međutim, biomasa ne može osigurati podmirenje većine energetske potreba zemlje jer bi trebalo na ogromnim površinama uzgajati sasvim određene biljke. To bi negativno utjecalo na ekološki sustav i bioraznolikost u prirodi te smanjilo proizvodnju hrane.

Postoje razni načini da se iz biomase dobije energija. Biomasa se može izravno pretvarati u energiju jednostavnim izgaranjem te se tako proizvesti pregrijana vodena para za

grijanje kućanstava, u industriji ili za dobivanje električne energije u manjim termoelektranama. Fermentacija biomase u alkohol zasad je najrazvijenija metoda kemijske konverzije biomase. Neke biljke daju ulja koja se mogu upotrebljavati u dizelskim motorima. Anaerobnom fermentacijom može se iz biomase dobiti metan. Bioplin nastao fermentacijom bez prisutnosti kisika, sadrži metan i ugljični dioksid u volumnom omjeru 2:1 te se može upotrebljavati kao gorivo. Nakon fermentacije dobiva se kvalitetno gnojivo. Grijanjem bez prisutnosti zraka, tzv. suhom destilacijom ili pirolizom, može se od biomase dobiti metanol, aceton, drveni ugljen i drugi produkti. Rasplinjavanjem biomase dobiva se plin koji se može dalje energetski iskoristavati.



Slika 1.1 Životni ciklus biomase

1.1. Energetski sadržaj biomase

Energetski sadržaj biomase, kao i drugih goriva, može se prikazati njezinom ogrjevnom vrijednošću. Obzirom na znatnu nehomogenost biomase, na ogrjevnu vrijednost utječe nekoliko čimbenika.

Osnovni pokazatelj raspoložive energije iz drvene biomase je udio vlage. Tako se u ovisnosti o udjelu vlage vrijednost drva kreće od 8,2 do 18,7 MJ/kg. Udio pepela u drvu iznosi oko 1%, dok je udio ugljika oko 50%. Ogrjevna vrijednost drveta ovisi i o vrsti drveta, odnosno razlikuje se za crnogorična i bjelogorična stabla.

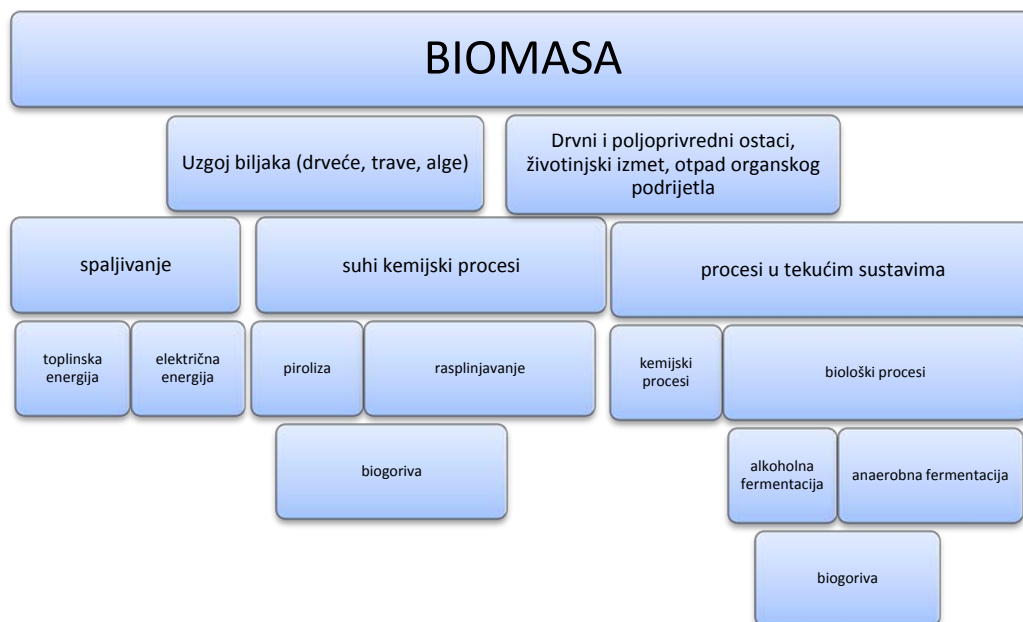
Na energetsku vrijednost nedrvne biomase utječu podjednako sadržaj vlage i pepela. Udio pepela u nedrvenim biljnim ostacima može iznositi i do 20%. Općenito, tvari koje čine pepeo nemaju nikakvu energetsku vrijednost. U ovisnosti o udjelu vlage i pepela, ogrjevna vrijednost biljnih ostataka iznosi od 5,8 do 16,7 MJ/kg.

Energetska vrijednost životinjskog izmeta također ovisi o sadržaju vlage i pepela, a iznosi od 6,8 do 17 MJ/kg.

Energetska vrijednost bioplina i tekućih goriva dobivenih iz biomase (biodizel, metanol, etanol) ovisi o količini metana, tj. o kemijskom sastavu.

1.2. Energija iz biomase

Energija sadržana u biomasi nastaje fotosintezom, a posljedica je Sunčevog zračenja. Godišnje se na zemlji proizvodi ogromna količina organske tvari od koje se svega 1% upotrebljava za hranu. Prema tome, velik dio biomase ostaje neiskorišten i predstavlja izvor energije. Energija iz biomase se može proizvoditi na mnogo načina. Osim izravne proizvodnje električne energije ili topline moguće je biomasu konvertirati u veći broj krutih, tekućih ili plinovitih goriva i produkata koja se mogu upotrijebiti za daljnju proizvodnju energije. U osnovi, energija se iz biomase dobiva putem dvije skupine procesa. Biokemijskim procesima, kao što su fermentacija i anaerobna razgradnja, dobivaju se biogoriva (alkohol, biodizel, bioplin), dok se termokemijskim procesima, kao što je spaljivanje, izravno dobiva energija (slika 1.2).



Slika 1.2 Načelna shema proizvodnje energije iz biomase

1.3. Biomasa kao usputni proizvod u poljoprivredi

Svake godine u poljoprivredi i šumarstvu nastaju goleme količine biomase. Najveći dio biomase u poljoprivredi proizvodi se namjenski za prehranu stanovništva. Dio biomase upotrebljava se u stočarstvu za ishranu stoke ili kao stelja, a dio služi i kao sirovina u drugim industrijskim granama. Uvažavajući potrebu vraćanja stanovite količine organske tvari u tlo, još uvijek ostaje znatna količina biomase koju je moguće iskoristiti za proizvodnju energije.

Količina biomase koju je moguće energetske iskoristavati, ovisi o izboru poljoprivredne kulture i ekološkim uvjetima mjesta uzgoja biomase. Općenito se smatra da je za energetske korištenje moguće upotrijebiti 30% slame pšenice, a slični se odnosi mogu izračunati i za druge poljoprivredne kulture, budući da se energija može proizvoditi iz niza poljoprivrednih proizvoda kao što su slama, kukuruzovina, koštice i ostaci voća, ostaci uljarica i drugo.

Prema podrijetlu i karakteristikama, biomasa poljoprivrednog porijekla se međusobno znatno razlikuje. Ogrjevna vrijednost pšenice je 14,5 MJ/kg, kukuruza 15,5 MJ/kg, suncokreta 13,5 MJ/kg, vinove loze 4,7 MJ/kg, a voća 2,3 MJ/kg.

1.4. Energetske plantaže

Postoji nekoliko tipova energetske plantaže na kojima se proizvodi biomasa za dobivanje energije. Najdulje istraživane i najpoznatije su energetske plantaže na kojima se uzgaja brzorastuće drveće kod kojega trajanje rotacije (vrijeme od sjetve do žetve) traje od 3 do 12 godina. Na njima se uzgajaju razne vrste drveća, a najveći se prinosi postižu s topolama i vrbama na kojima su izvršeni stanoviti genetski zahtjevi. Prinos drvene mase na takvim plantažama iznosi od 8 do 25 tona suhe tvari po hektaru godišnje.

Plantažama brzorastućeg drveća pokušava se smanjiti potrošnja fosilnih goriva, smanjiti proizvodnja poljoprivrednih kultura, odnosno iskoristiti obradivo tlo koje se ne obrađuje za proizvodnju hrane te proizvesti domaće energente.

Iako postoje velike mogućnosti za podizanje energetske plantaže za uzgoj brzorastućeg drveća, tako proizvedeno gorivo zasad je osjetno skuplje čak i u usporedbi sa slamom i drvnim ostacima iz poljoprivrede i šumarstva. Na području Hrvatske mogle bi se, osim uzgojenih sorti, uzgajati i vrbe, topole, platane, alpski bor, tamariska i druge.

Za proizvodnju energije moguće je uzgajati i tzv. energetske trave. Energetske trave mogu biti jednogodišnje i višegodišnje, a prinos biomase na takvim plantažama može iznositi i do 15 tona suhe tvari po hektaru godišnje. Zasad se energetske trave uzgajaju uglavnom u Sjedinjenim Američkim Državama za proizvodnju etanola. Ove su biljke porijeklom iz sjevernoameričkih prerija i mogu narasti i do visine od nekoliko metara. Provođe se brojna istraživanja kako bi se uzgojnim zahvatima svojstva i prinosi poboljšali. Procijenjeno je da je cijena ovako proizvedene biomase nešto niža od cijene biomase s plantaža na kojima se uzgaja brzorastuće drveće.

S obzirom na velike površine neiskorištenih pašnjaka u Hrvatskoj, energetske bi trave u budućnosti mogle igrati značajnu ulogu u proizvodnji biogoriva.

Plantaže uljane repice i nekih drugih poljoprivrednih biljaka mogu se također promatrati kao bioenergetske plantaže. Uporaba repičinog ulja kao energenta u pojedinim se europskim zemljama već primjenjuje. Osim repičinog ulja, u proizvodnji nastaje i niz sporednih proizvoda koji znatno povećavaju ekonomsku opravdanost proizvodnje. Sačma i pogača uljane repice služe kao proteinska hrana za gotovo sve vrste sitne i krupne stoke, a slama ima slična svojstva kao i slama žitarica te može služiti kao izvor toplinske energije.

Primjena repičinog ulja kao pogonskog goriva moguća je izravno u posebno konstruiranim motorima, kao smjesa nafte i bioulja. Koristiti se može i nakon pretvorbenog procesa esterifikacije nakon čega nastaje repičin metil ester, koji se naziva i biodizel i koristi kao gorivo u dizelskim motorima.

Procjenjuje se da u Hrvatskoj postoje mogućnosti za proizvodnju značajnih količina biodizela čime bi se mogla podmiriti potreba za energijom većeg dijela mehanizacije u poljoprivredi. Za osnivanje bioenergetskih plantaža uljane repice koristile bi se poljoprivredne površine, smanjio bi se uvoz energenata i soje te osigurala nova radna mjesta.

Najveću učinkovitost iskorištenja fotosinteze u prirodi imaju neke mikroskopske i makroskopske alge. To njihovo svojstvo čini ih vrlo pogodnima za uzgajanje u energetske svrhe. Zelene alge rodova *Chlorella*, *Scenedesmus* i *Euglena*, odnosno modrozelenih rodova *Spirulina* i *Oscillatoria* daju godišnji prinos i do 50 tona suhe tvari po hektaru. Slična svojstva pokazuju i neke druge alge, ali i vodnene biljke. Zbog svega toga, brojnim se istraživanjima, uglavnom u Sjedinjenim Državama, pokušava utvrditi mogućnosti proizvodnje energije iz zelenih biljaka.

U pogonu je već nekoliko postrojenja za proizvodnju bioplina, uglavnom iz morskih algi. Osim proizvodnje bioplina istražuju se i mogućnosti proizvodnje biodizela iz mikroskopskih algi. Pokazalo se da se njihovim uzgojem može proizvesti i do 15 puta više ulja po hektaru nego uzgojem bilo koje uljarice na kopnu.

Osnivanje bioenergetskih plantaža algi moglo bi u Hrvatskoj imati značajnu ulogu u opskrbi energijom udaljenijih otoka i manjih priobalnih naselja, ali se procjenjuje da bi se pri sadašnjem stanju tehnologije uzgajanjem morskih algi u Jadranu ostvarili bitno manji prinosi od onih u tropskim i suptropskim morima.

1.5. Budući trendovi korištenja energije biomase

Korištenje biomase za proizvodnju energije zahtijevat će u budućnosti daljnji razvoj tehnologija koje će omogućiti povećanje stupnja iskoristivosti goriva i sniziti cijenu tako proizvedene energije na ekonomski konkurentnu razinu. Na temelju analiza svih mogućnosti ekonomičnog korištenja biomase za proizvodnju električne energije, jedna od najisplativijih tehnologija je rasplinjavanje biomase. Dobiveni plin moguće je uz visok stupanj iskoristivosti koristiti u plinskoj turbini. Izvedbe plinskih turbina moraju biti modificirane da bi se

omogućio učinkovit pogon plinom niske ogrjevne vrijednosti (oko 5 MJ/m³). Očekuje se da bi efikasnost takvih postrojenja bila oko 40%. Ova tehnologija je još u razvojnoj fazi.

Postrojenja za spaljivanje biomase već su postigla svoju tehničku zrelost. Iako se njihova efikasnost pri proizvodnji električne energije kreće oko 25%, ona proizvode i toplinsku energiju, tj. paru za grijanje kućanstava i za upotrebu u industriji. Unapređivanje te tehnologije, odnosno povećanje efikasnosti i smanjenje investicijskih troškova, preduvjeti su povećane proizvodnje energije iz biomase u budućnosti.

Biomasa je jedini obnovljivi izvor energije iz kojeg je moguće proizvoditi visokovrijedna tekuća i plinovita goriva. U prometu se već koriste takva goriva, a u budućnosti se očekuje njihova još veća primjena, što bi uvelike smanjilo potrošnju fosilnih goriva u prometu. Proizvodnja biogoriva jedna je od tehnologija za proizvodnju energije iz biomase za koju se očekuje da će u skoroj budućnosti doživjeti svoju punu potvrdu.

Značajnu ulogu u široj primjeni biomase za proizvodnju energije može imati biotehnologija i genetički inženjering. Uzgoj biljnih vrsta kod kojih će efikasnost fotosinteze biti veća od dosadašnje može osigurati velike količine biomase kao mogućeg goriva i sirovine za kemijsku preradu.

1.6. Biomasa iz gospodarenja šumama i drvne industrije

Prema Zakonu o šumama u Republici Hrvatskoj, najvećim dijelom šuma i šumskog zemljišta gospodare „Hrvatske šume“, p.o. Zagreb (1 945 988 ha ili 79%), manjim dijelom privatni posjednici (458 342 ha ili 19%), dok ostale ustanove ili poduzeća upravljaju sa samo 63 308 ha ili 2%. Šumske površine u Republici Hrvatskoj podijeljene su na 16 uprava šuma. Ova se podjela odnosi jednako na šume u državnom vlasništvu i na šume u vlasništvu privatnih posjednika ili poduzeća.

Kod inventure šuma i kasnijeg obračuna drvnih masa koriste se tarife koje obračunavaju masu krupnog drveta do 7 cm promjera. Budući da na stablu ima dosta tankog drveta (sitno granje, grančice), čiji ukupni udio iznosi oko 10%, potrebno je navedene podatke uvećati za 10%. U prosjeku, od ukupne mase stabla možemo očekivati 65% trupaca, 25% oblica i cjepanica te 15% otpada (sitno granje, lišće).

Tijekom redovitog gospodarenja po pojedinim upravama šuma, pridobivaju se drveni sortimenti koje dijelimo na trupce, prostorno drvo (ogrjev i drvo za kemijsku preradu) te dio koji se tretira kao otpad, a koji je vrlo pogodan za energetska iskorištavanje.

Tablica 1.1 Godišnja proizvodnja drvenih sortimenata u m³ po upravama šuma za razdoblje od 1996. do 2005. godine

uprava šuma	trupci	ogrjevno drvo	otpad	ukupno
Vinkovci	249 559,5	76 787,4	57 590,7	383 937,6
Osijek	202 509,2	62 310,5	46 733,0	311 552,7
Našice	226 434,0	69 672,0	52 254,1	348 360,1
Požega	144 234,4	44 379,8	33 285,1	221 899,3
Nova Gradiška	285 353,4	87 801,2	65 850,9	439 005,5
Bjelovar	451 986,8	139 072,9	104 304,6	695 364,3
Koprivnica	225 000,6	69 231,1	51 923,1	346 154,8
Zagreb	239 776,8	73 777,3	55 333,0	368 887,1
Sisak	197 490,7	60 766,4	45 574,9	303 832,0
Karlovac	355 607,6	109 417,6	82 063,5	547 088,7
Ogulin	145 968,7	44 913,5	33 685,0	224 567,2
Delnice	283 974,6	87 376,8	65 532,8	436 884,2
Senj	104 178,8	32 055,0	24 041,4	160 275,2
Gospić	420 005,9	129 232,7	96 924,6	646 163,2
Buzet	63 008,8	19 387,3	14 540,6	96 936,7
Split	80 673,0	26 891,0	188 238,0	537 821,0
UKUPNO	3 675 762,8	1 375 091,5	1 017 875,3	6 068 729,6

Količina drvne mase koja bi se mogla dobiti iz šuma Republike Hrvatske i upotrijebiti za dobivanje energije, iznosi za razdoblje 1996.-2005. godine 1 981 157 m³ godišnje, a za razdoblje 2005.-2016. godine 2 111 510 m³ godišnje. Treba napomenuti da se drvna masa u šumama obračunava do 7 cm prsnog promjera, tako da se ovi podaci mogu uvećati za 10% koliko se smatra da otpada na sitne grane, lišće i iglice. Energetska vrijednost drvne mase ovisi o mnogim čimbenicima i može značajno odstupati. U tablici se navode prosječne ogrjevnice vrijednosti raznih drvenih sortimenata u ovisnosti o udjelu vlage. Izneseni podaci odnose se na komercijalnu sječu, a procjenjuje se da se u Republici Hrvatskoj

nekomercijalnom sječom proizvede još barem oko 800 000 m³ drvene mase koja se koristi za dobivanje energije u kućanstvima u ruralnim područjima.

Tablica 1.2 Prosječne ogrjevnje vrijednosti šumskih sortimenata u ovisnosti o udjelu vlage

šumski sortiment	nasipna težina u t/m ³	ogrjevnja vrijednost u MJ/m ³ pri 40% vlage	ogrjevnja vrijednost u MJ/m ³ pri 10% vlage
trupci	0,64	6 592	8 037
ogrjevnja drvo	0,64	7 380	9 000
otpad	0,35	4 375	5 075

Na temelju navedenih podataka i ogrjevnje vrijednosti, moguće je izračunati i teoretski energetska potencijal biomase iz gospodarenja šumama u Republici Hrvatskoj (godišnja prosjek za razdoblje od 1996. do 2016. godine). Pri proračunu se uzima u obzir faktor iskorištenja koji iskazuje odnos između ukupne šumske proizvodnje i moguće i moguće iskoristive za dobivanje energije. Faktorom iskorištenja su opisani svi gubici koji nastaju pri sječi, izvlačenju i transportu drvene mase iz šume do drvno-prerađivačkih pogona, kao i drvena masa koja se koristi za neenergetske svrhe te otpad pri obradi drva (tablica 1.3).

Tablica 1.3 Teoretski energetska potencijal iskoristive biomase iz gospodarenja šumama u Republici Hrvatskoj (godišnja prosjek za razdoblje od 1996. do 2016. godine)

šumski sortiment	faktor iskorištenja	raspoloživo biomase u m ³ /god	energetska potencijal (40% vlage) u PJ	energetska potencijal (10% vlage) u PJ
trupci	0,50	1 837 881,4	12,115	14,771
ogrjevnja drvo	0,60	825 054,9	6,089	7,425
otpad	0,45	458 043,9	2,004	2,324
UKUPNO		3 120 980,2	20,208	24,520

Pored navedenog, znatnim ulaganjem u degradirane šume može se iz makija, šikara i sl. povećati kakvoću i količinu njihove drvene zalihe, a time i prirast. Od oko 220 000 ha površina takvih oblika šuma, samo uzgojnim zahvatima na oko 30% te površine, dobio bi se prirast od oko 5 do 8 m³/ha drvene mase godišnje, što bi godišnja prirast povećalo za oko 480 000 m³.

1.7. Biomasa iz energetske šume

U Hrvatskoj postoji 315 000 ha neobraslog proizvodnog šumskog zemljišta. Postojeća površina planira se pošumiti odgovarajućim vrstama drveća do 2025. godine. Za energetske kulture najpogodnije vrste drveća su vrbe, topole, joha, breza i dr. Budući da u Hrvatskoj postoje vrlo velike stanišne razlike, samo manji dio površina bio bi pogodan za podizanje energetske kulture s najboljim vrstama (vrbe i topole). Brzorastuće se kulture podižu obično u kraćim ophodnjama od 5 do 10 godina, a očekivana produkcija biomase je 12 do 15 m³/ha godišnje. Procjenjuje se da u Hrvatskoj ima 50 000 ha površina koje bi se mogle pošumiti brzorastućim vrstama, te bi se mogao ostvariti prirast od 650 000 m³. Na ostalim površinama pošumljavanje bi se obavljalo odgovarajućim četinjačama ili listačama. Iako te vrste nemaju tako veliku produkciju kao vrbe i topole, ipak se može očekivati stanovita količina fitotvari prikladna za energetske iskorištavanje.



Slika 1.3 Svi oblici biomase

Ako se izvrši pošumljavanje na preostalih 265 000 ha koji nisu pogodni za pošumljavanje brzorastućim listačama (vrbe, topole), nego odgovarajućim četinjačama, može se očekivati na kraju 20.-te godine prinos drvene mase od 127 m³/ha, odnosno drvena zaliha novopodignutih kultura od 33 655 000 m³. U takvim novopodignutim kulturama bila bi obvezna proreda u 15.-oj godini ophodnje i to prosječno s 35 m³/ha, što bi iznosilo 9 275 000 m³. Ako bi se pošumljavanje provodilo postupno i svake godine pošumilo 13 250 ha (1/20 potencijalne površine za pošumljavanje), moglo bi se očekivati nakon 15 godina

618 333 m³/ha od proreda te na kraju ophodnje 1 682 750 m³/ha drvene mase.

Za energetske iskorištavanje pogodna je i biomasa s opožarenih područja koja nije više pogodna za mehaničku ili kemijsku preradu. Takvi projekti osobito su pogodni za

mediteranske zemlje. Prosječna količina oštećene ili nagorene drvene mase za dvadeset godina (razdoblje od 1973. do 1993. godine) iznosila je oko 70 000 m³ godišnje.

1.8. Prikupljanje biomase

Za prikupljanje biomase poljoprivrednog podrijetla, moguće je koristiti već postojeću mehanizaciju. Prikupljena biomasa u baliranom ili nebaliranom obliku može se jednostavno transportirati do postrojenja za energetska iskorištavanje, odnosno do objekata za pripremu biogoriva ili stanica za briketiranje. Prikupljanje biomase iz šuma moguće je uz redovne radove sječe i izrade. Pri tome se treba koristiti postojećom tehnologijom, strojevima i stručnom radnom snagom koja već postoji u Hrvatskoj. Šumska se biomasa mehanički usitnjava i tako usitnjena prevozi do potrošača. Postoje različite varijante dobivanja biomase s obzirom na mjesto usitnjavanja i razinu mehaniziranosti.

1.9. Priprema biomase za transport i skladištenje

Energetsko iskorištavanje biomase može se provoditi u neprerađenom ili prerađenom obliku, pa biomasa može biti i briketirana ili peletirana. Jedan od glavnih tehničko-tehnoloških problema pri energetska iskorištavanju biomase je mala energetska vrijednost po jedinici mase, odnosno mala nasipna težina. To zahtijeva velike prostore skladištenja te otežava i znatno poskupljuje transport, pa tako cijenu biomase dovodi na granicu konkurentnosti. Zbog svega toga pristupa se peletiranju, odnosno briketiranju biomase čime se znatno povećava nasipna vrijednost te se s obzirom na ogrjevnju vrijednost dobiva kvalitetno gorivo koje je ekonomski opravdano transportirati na veće udaljenosti. Peletiranje je sabijanje materijala na peletirkama s vodoravnom ili okomitom osi u pelete promjera 15-30 mm i dužine 20-40 mm. Briketiranje je sabijanje materijala u strojevima za briketiranje klipne ili pužne izvedbe (mehaničkog ili hidrauličkog pogona) pri čemu se materijal sabija u cilindar kružnog (promjera 50 do 120 mm) ili pravokutnog presjeka.

Za briketiranje ili peletiranje potreban je usitnjeni materijal vlažnosti najviše do 16%. Ako je materijal vlažniji voda se zbog visokih tlakova pretvara u paru i uzrokuje raspadanje briketa.

Linija dorade energenata sastoji se od usitnjavanja materijala, sušenja, peletiranja (briketiranja) i hlađenja peleta (briketa). Linije dorade podižu se kao stacionarni objekti u blizini poljoprivrednih površina s biomasom. Mogu biti stacionarni objekti ili u sklopu tzv. terenskih stanica u pojedinim ratarskim ili šumskim upravama i selima. Briketi se nakon

dorade mogu transportirati na veću udaljenost i koristiti u kotlovnica ili prodavati mjesnom pučanstvu za grijanje.

1.10. Skladištenje i transport

Zbog sezonskog karaktera biomase, potrebno je za spremanje i omogućavanje kontinuiranog korištenja takvih energenata izgraditi odgovarajuća skladišta. Veličina skladišta određena je potrebnom zalihom i nasipnom težinom, a sustav mehanizacije transporta načinom dorade biomase. Biomasa se može skladištiti u stogovima pokrivenim plastikom, u tzv. „nizozemskim“ silosima (natkriveni, samo djelomično obzidani prostor) te u uobičajenim silosima za žito. Različiti načini skladištenja mogu imati utjecaj na kvalitetu biomase. Najbolje je, ali i najskuplje, biomasu skladištiti u zatvorenim prostorima.

Transport biomase provodi se kamionima. Općenito se smatra, da se biomasu za energetske iskoristavanje isplati transportirati do udaljenosti od 50 kilometara. Najčešće se uz postrojenje nalazi skladište dovoljno za rad od nekoliko dana, a biomasa se redovito dovozi od pojedinačnih dobavljača.

1.11. Pretvorba energije biomase u ostale oblike energije

1.11.1. Anaerobno truljenje

Bioplin nastaje procesom anaerobnog truljenja. Najčešće se bioplin sastoji od oko 60% metana, 35% CO₂ te 5% smjese vodika, dušika, amonijaka, sumporovodika, CO, kisika i vodene pare. Svojstva bioplina kao goriva u uskoj su vezi s udjelom metana. Ogrjevna vrijednost je izravno proporcionalna količini metana, a zbog ugljičnog dioksida je količina zraka, potrebna za izgaranje, manja. Ogrjevna vrijednost bioplina iznosi od 25 do 26 MJ/m³. Anaerobno truljenje biomase uključuje bakterijsku razgradnju, a odvija se u tri osnovne faze (faza hidrolize, kisela faza i faza metana). Za vrijeme hidrolize enzimi razbijaju velike molekule na manje koje su u stanju proći kroz bakterijske membrane. U kiseloj fazi, složene molekule, kao što su bjelančevine, masti i ugljikovodici, se cijepaju s bakterijama u kiselom mediju na organske kiseline, CO₂, vodik i amonijak. Konačno, u posljednjoj fazi proizvodi se metan djelomično iz CO₂ i vodika, a najviše fermentacijom kiselina i alkohola. U postrojenju za proizvodnju bioplina sve tri faze se odvijaju simultano, a dominacija jedne faze znatno smanjuje proizvodnju metana. Jedan od osnovnih parametara anaerobnog truljenja je temperatura na kojoj se odvija proces. Stoga su i procesi podijeljeni s obzirom na temperaturu

na kojoj se odvijaju. Razlikuju se tri vrste procesa: psihrofilni proces, mezofilni proces i termofilni proces.

Različiti organski materijali koji se podvrgavaju anaerobnom truljenju, daju različite prinose bioplina, što je uvjetovano razlikama u strukturi materijala. Kada su u pitanju stočni ekskrementi, prinos ovisi o vrsti stoke, načinu ishrane i zdravstvenom stanju. Kvaliteta i količina dobivenog bioplina prilično ovisi i o mikroorganizmima koji se koriste. Korištenjem adaptirane prirodne kulture prinosi bioplina su veći, nego korištenjem native kulture koju nosi sam gnoj. Dodatni pozitivni čimbenici pri proizvodnji bioplina tehnologijom anaerobnog vrenja su higijenizacija prirodnog ciklusa proizvodnje ljudske i životinjske hrane i dobivanje visokokvalitetnog prirodnog biognojiva ili stočnog hraniva, što ovisi o podešavanju procesa i naknadne obrade ostataka vrenja. Primjena bioplina moguća je u kućanstvima za kuhanje i rasvjetu, ali i u kogeneracijskim postrojenjima za proizvodnju električne i toplinske energije.

1.11.2. Rasplinjavanje

Plin iz biomase se može proizvoditi procesom rasplinjavanja. Rasplinjavanje kao proces za dobivanje plina poznat je oko 200 godina. Plin nastaje djelomičnim izgaranjem krute biomase u reaktoru s okomitim protjecanjem zraka. Zrak ulazi odozdo, odozgo ili u sloj u kojem se nalazi kruta biomasa. Smjer strujanja zraka određuje o kojem se tipu generatora radi. Pri rasplinjavanju se spaljiva kruta biomasa prevodi u spaljive plinove koji zadržavaju dio početne ogrjevnosti. Sastav dobivenog plina može se mijenjati ovisno o temperaturi, tlaku, atmosferskim uvjetima i vrsti procesa koji se koristi (tablica 1.4).

Tablica 1.4 Sastav plina dobivenog rasplinjavanjem drvenog ugljena

sastavnice	udio u %
CO ₂	3,0
C _x H _y	>0,1
O ₂	0,9
CO	28,7
H ₂	3,8
metan	0,2
N ₂	63,0

Ogrjevna vrijednost plina dobivenog rasplinjavanjem iznosi između 4,5 i 7,5 MJ/m_n³ pri standardnoj temperaturi i tlaku. Ukupna efikasnost pri prevođenju krute biomase u plin iznosi do 72%. Postoje tri osnovna postrojenja za rasplinjavanje: odozdo, odozgo i u sloju. Pri

rasplinjavanju odozdo, nastali plin se provodi kroz najtopliju zonu što izaziva raspadanje molekula viših ugljikovodika. Budući da je tako nastali plin vrlo visoke temperature, potrebno ga je ohladiti pri izlazu iz postrojenja.

Pri rasplinjavanju odozgo, nastali plinovi se vode kroz hladniju zonu prema izvodu iz postrojenja. Zbog toga se velike molekule ugljikovodika ne raspadaju te je potrebno provesti čišćenje dobivenog plina ako se on dalje koristi za spaljivanje. Ova se metoda koristi dugi niz godina, jednostavnija je nego rasplinjavanje odozdo te je prikladnija za biomasu s većim sadržajem vlage.

Rasplinjavanje u sloju je najjednostavnija metoda. Gorivo se ubacuje kroz otvor na stijenci reaktora gdje se odmah izlaže struji vrućeg zraka i sloju koji pokreće rasplinjavanje. Neposredan dodir vrućeg materijala sloja i goriva koje se ubacuje, osigurava učinkovit prijelaz topline. Uobičajena temperatura nastalog plina je od 700° do 850°C.

Postrojenja za rasplinjavanje postoje u mnogim zemljama, a njihova široka primjena je na pragu potpune isplativosti. Procjenjuje se da je upravo rasplinjavanje tehnologija kojom će se u budućnosti osigurati proizvodnja energije iz biomase u većem opsegu.

1.12. Kogeneracija toplinske i električne energije

U kogeneracijskim postrojenjima električna se energija proizvodi na isti način kao i u klasičnim termoelektranama samo što se otpadna toplota ne predaje u okoliš putem sustava za hlađenje, već se koristi u toplinskim sustavima. Kogeneracijska postrojenja su najučinkovitija i ekološki prihvaćena rješenja za proizvodnju električne i toplinske energije. Cijena jedinice energije proizvedene u kogeneracijskim postrojenjima može biti i do 40% niža od cijene iz centraliziranih energetske sustava. Ukupni stupanj iskoristivosti u kogeneracijskim postrojenjima iznosi i do 93%. Za energetske iskorištavanje biomase posebno su pogodna kogeneracijska postrojenja i to s plinskoturbinskim agregatom (metan, bioplin), parnoturbinskim agregatom (drvo, slama i ostala biomasa krutog stanja) te s gorivim ćelijama (metan, metanol).

1.13. Smanjenje emisije stakleničkih plinova

Opravdano se smatra da uočeno povećanje koncentracije ugljičnog dioksida i ostalih stakleničkih plinova može dovesti do nepovratnih promjena klime na Zemlji. Uvažavajući značenje koje fosilna goriva imaju u svjetskom gospodarstvu i njihov mogući utjecaj na klimu

na Zemlji, razumno se zapitati može li se energija proizvoditi uz manji utjecaj na okoliš, odnosno uz smanjenu emisiju CO₂.

Pri razmatranju proizvodnje energije iz biomase i emisije stakleničkih plinova, postoje dva suprotstavljena mišljenja. Na prvi pogled se biomasa i fosilna goriva ne razlikuju, jer se izgaranjem uvijek oslobađa CO₂. To je točno samo onda ako se na tlo s kojeg je biomasa sakupljena ne sade nove biljke nego se koristi u druge svrhe. Međutim, ako se biomasa proizvodi na održiv način, rast stabala i drugih biljaka vezat će CO₂ iz atmosfere i pohranjivati ga u biljnu strukturu. Spaljivanjem biomase ugljik će se oslobađati u atmosferu da bi se opet „reciklirao“ s novom generacijom biljaka. Korištenjem biomase umjesto fosilnih goriva, ugljik pohranjen u fosilnim gorivima ostaje u tlu, a ne oslobađa se u atmosferu kao CO₂.

Mišljenje da se proizvodnjom energije iz biomase, budući da ona reciklira ugljik, nimalo ne opterećuje atmosfera s CO₂, također nije točno. Za uzgoj i prikupljanje biomase potrebna je također neka energija koja se uglavnom dobiva iz fosilnih goriva. Količina CO₂ koja se oslobađa u atmosferu energetske iskoristavanjem biomase, ovisit će o učinkovitosti kojom se biomasa proizvodi i koristi.

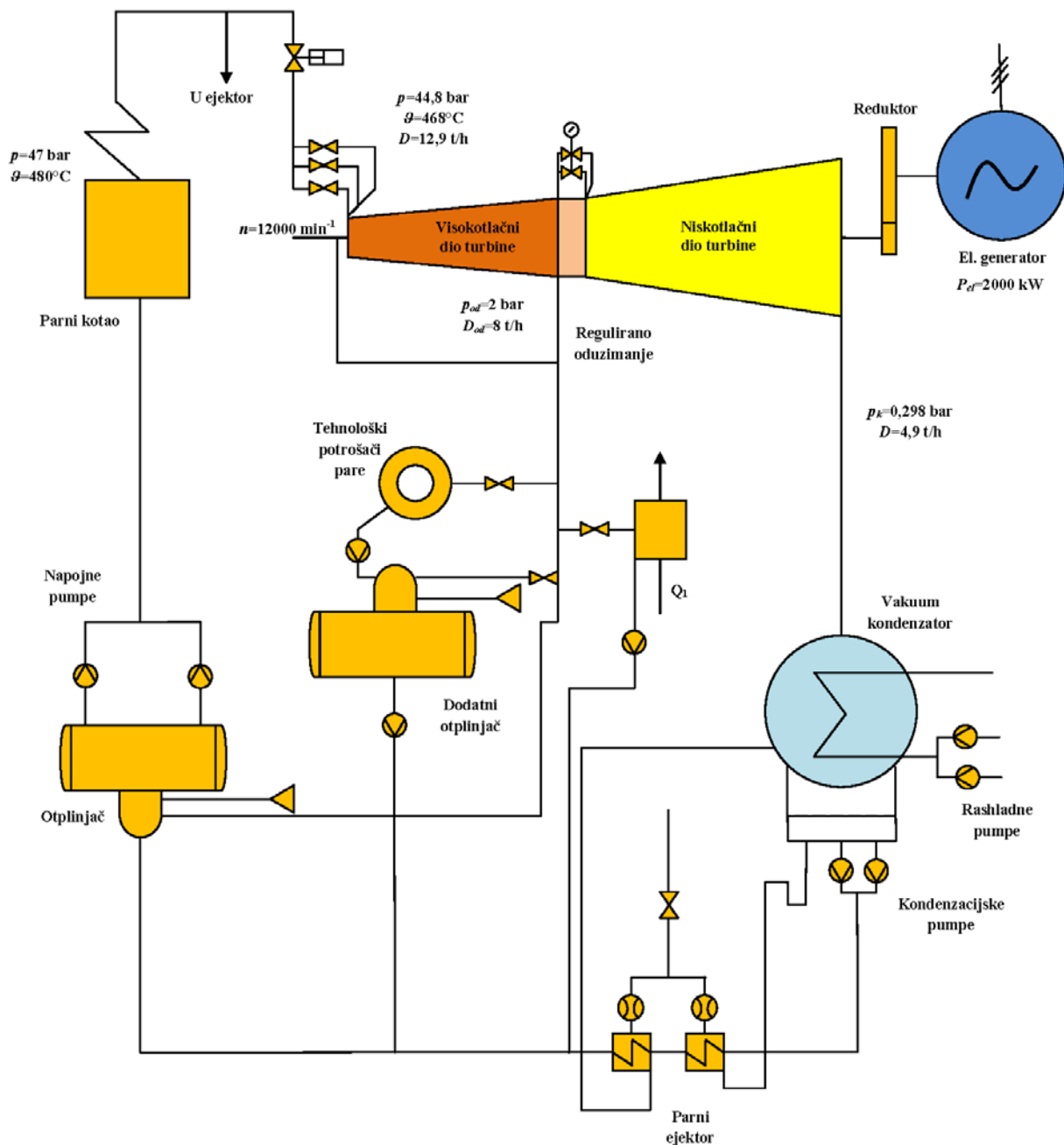
Šume koje su dosegle zrelost i koje se ne sijeku, ne pridonose vezanju ugljika iz atmosfere. Nakon određenog vremena, zrela stabla vežu otprilike onoliko ugljika koliko ga i ispuštaju u atmosferu tijekom procesa staničnog disanja i oksidacije mrtve organske tvari. Stoga se za zaustavljanje porasta koncentracije CO₂ u atmosferi nameću dvije mogućnosti. Jedna od njih je korištenje fosilnih goriva uz istovremeno pošumljavanje velikih površina, a druga je korištenje biomase kao goriva.

Razlika u količini CO₂ koji se oslobađa u atmosferu između dva opisana scenarija ovisit će o tome kako brzo rastu biljke koje se uzgajaju i koliko učinkovito se biomasa prikuplja i energetske iskoristava. Provedene analize i proračuni za oba scenarija pokazuju: kad je početna količina biomase na nekom tlu vrlo velika i produktivnost tla niska, najbolje je ostaviti biomasu da raste i veže ugljik te je ne koristiti za proizvodnju energije. Znatnije smanjivanje koncentracije stakleničkih plinova moglo bi se postići energetske iskoristavanjem biomase s tla visoke produktivnosti. Pri sadašnjem stanju tehnologije, najučinkovitiji način za energetske iskoristavanje biomase i smanjenje koncentracije stakleničkih plinova u atmosferi je njeno spaljivanje u kogeneracijskim postrojenjima umjesto ugljena. Iako se brojna istraživanja trebaju provesti, zasad se biomasa koja se uzgaja za

proizvodnju energije ne može smatrati potpuno CO₂-neutralnim gorivom, ali se njezinim iskorištavanjem umjesto fosilnih goriva ipak utječe na smanjenje koncentracije stakleničkih plinova u atmosferi. Biomasa koja nastaje kao sporedni proizvod u poljoprivredi, gospodarenju šumama te drvnoj industriji, može se smatrati potpuno CO₂-neutralnim gorivom.

S gledišta utjecaja na okoliš, a pogotovo opterećenja atmosfere stakleničkim plinovima, biomasa je najprihvatljivije gorivo. Već pri energetsom iskorištavanju malih količina biomase, može se uočiti smanjena emisija štetnih tvari, a posebno stakleničkih plinova. Provedene analize pokazuju da je biomasa izvor energije koji bi u budućnosti mogao zauzeti bitno značajnije mjesto u energetskej politici Republike Hrvatske.

2. TOPLINSKA SHEMA KOGENERACIJSKE TERMoeLEKTRANE

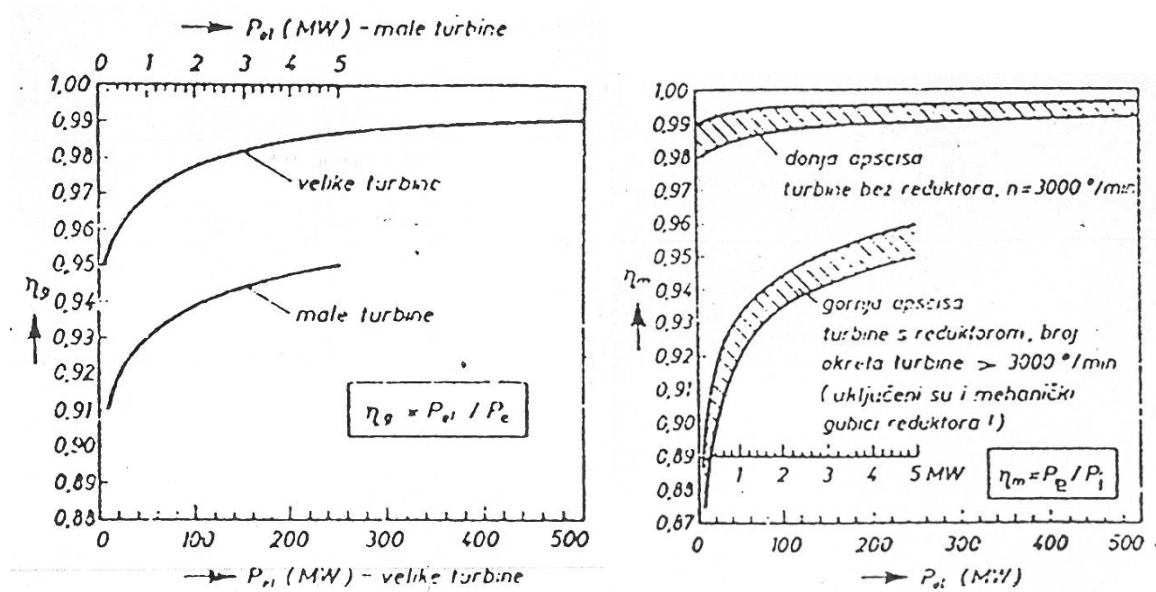


Slika 2.1 Toplinska shema kogeneracijske termoelektreane

Shema na slici 2.1 prikazuje postrojenje kogeneracijske termoelektreane: iz parnog kotla para preko sigurnosnog ventila te grupe regulacijskih ventila (pad tlaka oko 5%), struji do turbine te u visokotlačnom dijelu ekspandira do tlaka reguliranog oduzimanja $p_{od}=2$ bar (maseni protok oduzimanja je $D_{od}=8,0$ t/h). Ta se količina pare distribuira tehnološkim potrošačima pare. Preostali dio pare ekspandira u niskotlačnom dijelu turbine do konačnog tlaka $p_k=0,298$ bar, zatim kondenzira u vakuum kondenzatoru te se voda kondenzacijskim pumpama doprema u otplinjač, a iz otplinjača napojnim pumpama u parni kotao.

2.1. Izračun potrebne količine pare na ulazu u turbinu

Za određivanje potrebne količine pare na ulazu u turbinu, za turbine malih snaga određene su vrijednosti mehaničkog i električnog stupnja iskoristivosti: $\eta_{meh}=0,93$ i $\eta_{el}=0,935$. Unutarnji stupanj iskoristivosti turbine uzet je za turbinu istog proizvođača, snage 1 MW: $\eta_i=0,76$. Za parametre na ulazu u turbinu, $p_0=44,8$ bar i $\vartheta_0=468^\circ\text{C}$, očitana je vrijednost entalpije na ulazu u turbinu $h_0=3366,109$ kJ/kg, te vrijednost entropije na ulazu $s_0=6,939$ kJ/kgK. Potrebna snaga je $P_{el}=2000$ kW, tlak oduzimanja je $p_{od}=2$ bar, maseni protok oduzimanja je $D_{od}=8,0$ t/h i konačni tlak $p_k=0,298$ bar.



Slika 2.2 Dijagrami električnog i mehaničkog stupnja iskoristivosti

Za idealni proces ($s=\text{konst.}$), očitana je entalpija pri tlaku oduzimanja $h_{od,is}=2632,401$ kJ/kg te entalpija pri konačnom tlaku $h_{k,is}=2340,303$ kJ/kg.

Izraz na snagu turbine s reguliranim oduzimanjem je:

$$\frac{P_{el}}{\eta_{meh} \eta_{el} \eta_i} = D \cdot (h_0 - h_{k,is}) - D_{od} \cdot (h_{od,is} - h_{k,is}) \quad (2.1)$$

Iz jednadžbe (2.1), maseni protok iznosi:

$$D = \frac{\frac{P_{el}}{\eta_{meh} \eta_{el} \eta_i} + D_{od} \cdot (h_{od,is} - h_{k,is})}{h_0 - h_{k,is}} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} D &= \frac{\frac{2\,000}{0,93 \cdot 0,935 \cdot 0,76} + \frac{8000}{3600} \cdot (2632,4 - 2340,3)}{3366,1 - 2340,3} \\ &= 3,58 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 12,9 \frac{\text{t}}{\text{h}} \end{aligned}$$

3. ENERGETSKA PRETVORBA U TURBINSKOM STUPNJU I PRINCIPIJELNO USTROJSTVO TURBINE

3.1. Osnovne jednačbe za kompresibilni tok fluida

Energetska pretvorba u turbinskom stupnju i energetske karakteristike ostalih strujnih elemenata turbine (regulacijski i ventili sistema zaštite, *bypass* cjevovodi, mjesta oduzimanja na turbinskom kućištu, itd.) opisane su u općenitom slučaju osnovnim jednačbama za kompresibilni tok fluida (pare ili plina) koje su dane u dinamici fluida. Mehanizam kompresibilnog toka fluida je osnova za konstruiranje i usavršavanje strujnog dijela turbina i za analizu pojava koje se pojavljuju u strujnom dijelu tokom rada turbina. U ovom poglavlju bit će analizirani određeni problemi iz područja kompresibilne mehanike fluida: osnovni zakoni jednodimenzionalnog toka fluida i neki slučajevi dvodimenzionalnog i trodimenzionalnog toka koji su bitni za opisivanje procesa u strujnom dijelu turbina.

Tok fluida je jednodimenzionalan ako se parametri fluida (brzina, tlak, specifični volumen, itd.) mogu pretpostaviti konstantnima u bilo kojoj točki nekog presjeka lopatičnog kanala i mijenjaju se samo duž kanala. Kod stvarnih tokova parametri radnog fluida u nekom poprečnom presjeku kanala u parnim i plinskim turbinama nisu konstantni. Npr., brzina toka uz stijenku kanala je uvijek niža nego u jezgri toka; u zakrivljenim kanalima tlak preko poprečnog presjeka toka također se mijenja, obično je veći u područjima kanala s većim polumjerom zakrivljenosti, itd. Stoga, jednačba za jednodimenzionalno strujanje primjenjiva je na tokove u strujnim dijelovima turbine samo uz pretpostavku da parametri toka nepromjenjivi su po poprečnim presjecima kanala.

Druga bitna pretpostavka za proračun toka fluida u strujnim dijelovima turbina je taj da parametri toka uzimaju se nepromjenjivima s vremenom, tj. analizira se stacionarno strujanje. Kod stvarnih tokova fluida u turbinama, parametri toka mogu se mijenjati s vremenom zbog različitih razloga. Kao prvo, tok struji kroz kanale statorskih lopatica i ulazi u kanale rotorskih lopatica, koje rotiraju zajedno s rotorom, različitim brzinama. U trenutku kada kanal između dvije rotorske lopatice prolazi iza brida statorske lopatice, brzina toka je relativno niža. U sljedećem trenutku, kada tok prelazi iz centralnog dijela statorskog kanala upravo u kanal rotorskih lopatica, brzina toka će porasti. Zbog toga, brzina toka u kanalima između rotorskih lopatica mijenja se periodički, što ima za posljedicu pojavu koja se naziva periodička

nestacionarnost toka u turbinama. Kao drugo, parametri toka mogu se mijenjati tokom vremena kod relativno brzih promjena režima rada turbine; to uključuje promjenu snage turbine, početnih parametara radnog fluida, itd.

Uz te dvije pretpostavke za tok fluida u turbinama mogu se učiniti i druge, npr., o nepostojanju izmjene topline između toka i stijenki kanala.

Sada će se analizirati osnovne jednačbe za jednodimenzionalni kompresibilni tok fluida koje su bitne za opis energetske pretvorbe u turbinskom stupnju kao i za njegovu konstrukciju: jednačba stanja, jednačba kontinuiteta (ili masenog protoka), jednačba količine gibanja i jednačba očuvanja energije.

3.1.1. *Jednačba stanja*

Parametri toka plina u svakom presjeku (ili u svakoj točki, ako tok nije jednodimenzionalan) međusobno su povezani s jednačbom stanja. Za idealne plinove, ta jednačba je dobro poznata i ima sljedeći oblik:

$$pv = RT, \quad (3.1)$$

gdje je R individualna plinska konstanta.

Ta jednačba primjenjiva je za tok pare uz određene pretpostavke koje osiguravaju da je para dovoljno pregrijana odnosno udaljena od linije zasićenja. Točnija relacija za pregrijanu paru je u obliku:

$$h = \frac{\kappa}{\kappa - 1}pv + konst. \quad (3.2)$$

tj. entalpija pare ostaje konstantna uz konstantni umnožak pv .

Jednačba stanja za paru u općenitom slučaju, tj. koja bi obuhvaćala čitavo područje kako pregrijane tako i vlažne pare, je dosta komplicirana i koristi se praktički samo za računalne proračune.

Za praktične proračune, široko se koriste tablice sa svojstvima pare te h - s dijagram za paru nacrtan na osnovu njih; oni omogućuju određivanje stanja pare u bilo kojem području s dovoljnom točnošću.

Promjene stanja plina kod strujanja od jednog presjeka toka do drugog (od jedne točke do druge) mogu biti dosta različite. Pojedinačno, promjene stanja mogu se odvijati uz konstantnu

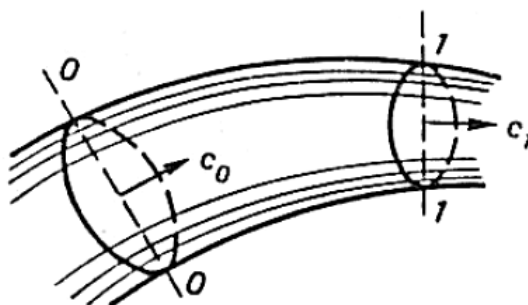
temperaturu (izotermni proces), uz konstantni tlak (izobarni proces) ili bez izmjene topline plina s okolinom i bez gubitaka mehaničke energije toka (izentropski proces), Svaki od tih pojedinačnih procesa promjene stanja može biti opisan odgovarajućom jednačbom. Izentropski proces promjene stanja plina, koji se široko koristi u narednoj analizi, je dan s jednačbom za izentropsku promjenu stanja:

$$pv^{\kappa} = konst. , \quad (3.3)$$

Za paru, izentropski eksponent u jednačbi se mijenja ovisno o stanju pare: za pregrijanu paru, $\kappa = 1,26$ do $1,33$ i može se uzeti $1,3$ kao srednja vrijednost za grube proračune; za suhozasićenu paru, $\kappa = 1,135$. Kod proračuna uz upotrebu h-s dijagrama, izentropska promjena stanja pare je definirana duž linije $s = konst.$

3.1.2. Jednačba kontinuiteta

Analizirat će se kanal u kojem strujanje kompresibilnog fluida može se smatrati jednodimenzionalnim i stacionarnim. Također izdvojit će se sekcija kanala omeđena s presjecima 0-0 i 1-1 koji su okomiti na smjer lokalne brzine, slika 3.1. Pomoću zakona o očuvanju mase i uvjeta kontinuiteta toka zbog uvjeta stacionarnosti, može se pretpostaviti da masa plina koja ulazi u izdvojenu sekciju kanala kroz presjek 0-0 jednaka je masi plina koja ju napušta kroz presjek 1-1 po jedinici vremena, tj. $G_0 = G_1$. Inače, količina plina koja se nalazi između presjeka 1-1 i 0-0 mogla bi se povećavati ili smanjivati, i zbog toga bi se mijenjali parametri tokom vremena, što je u kontradikciji s uvjetima stacionarnog strujanja.



Slika 3.1 Strujanje kroz kanal – jednačba kontinuiteta

Maseni protok plina (po jedinici vremena) kroz presjek 0-0 može se lako odrediti ako su poznati parametri toka u tom presjeku (brzina c_0 i specifični volumen v_0) i površina presjeka F_0 :

$$G_0 = \frac{F_0 c_0}{v_0}$$

Na sličan način može se pronaći maseni protok kroz presjek 1-1:

$$G_1 = \frac{F_1 c_1}{v_1}$$

Budući da maseni protoci kroz presjke 0-0 i 1-1 moraju biti međusobno jednaki, slijedi:

$$\frac{F c_0}{v_0} = \frac{F c_1}{v_1}$$

Stoga, za bilo koji presjek jednodimenzionalnog stacionarnog toka, maseni protok je konstantan za dani tok i definiran je jednadžbom:

$$G = \frac{F c}{v} = konst. \quad (3.4)$$

Integralni oblik jednadžbe kontinuiteta (3.4.) može se jednostavno promijeniti u diferencijalni oblik. Nakon logaritmiranja i diferenciranja dobiva se:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c} \quad (3.5)$$

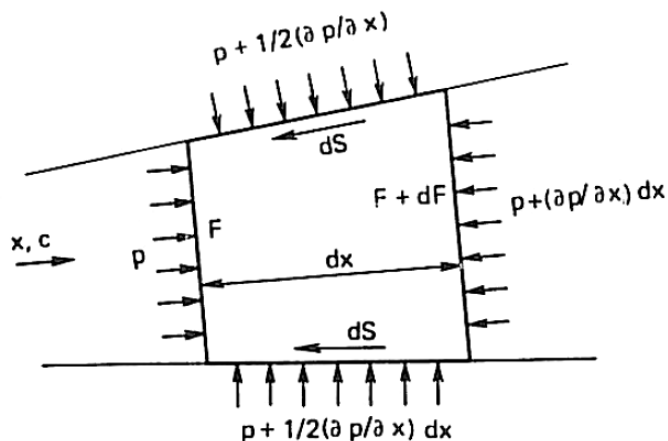
Kako se vidi iz jedn.(3.5), relativni inkrement površine poprečnog presjeka toka je određen s relativnim inkrementom svoje brzine i specifičnog volumena. Ako je relativni inkrement brzine veći nego inkrement specifičnog volumena, površina poprečnog presjeka toka treba se smanjivati s povećanjem brzine toka; ta relacija vrijedi za podzvučne tokove. Ako je inkrement brzine manji nego inkrement specifičnog volumena, površina poprečnog presjeka će rasti s porastom brzine toka, što je ispravno za nadzvučne tokove. Valjanost tih relacija se dokazuje u dinamici fluida.

Ako se za parametre toka ne može pretpostaviti da su konstantni preko poprečnog presjeka kanala, maseni protok kroz taj presjek može se odrediti integracijom preko čitave površine poprečnog presjeka i uzimanjem lokalnih vrijednosti parametara toka u svim točkama presjeka:

$$G = \int_F \frac{c}{v} dF \quad (3.6)$$

3.1.3. Jednadžba količine gibanja

U tu svrhu analizira se izdvojeni element fluida iz jednodimenzionalnog stacionarnog toka omeđen s dva poprečna presjeka površine F odn. $F + dF$ koji su međusobno udaljeni za dužinu dx u smjeru osi toka, slika 3.2.



Slika 3.2 Strujanje kroz kanal – jednačba količine gibanja

Taj element nalazi se pod djelovanjem sljedećih sila: sile tlaka pF u presjeku F koja je usmjerena od lijeva u desno; sile tlaka $(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)(F + dF)$ koja je usmjerena od desna u lijevo; sile $(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx)dF$ koja djeluje na bočnu površinu elementa i jednaka je projekciji sile tlaka okomitih na tu površinu te usmjerena od lijeva u desno; i sile trenja (otpora) dS usmjerene duž bočne površine elementa u suprotnom smjeru od brzine toka. Pomoću Newtonovog zakona, suma svih tih sila jednaka je umnošku mase izdvojenog elementa toka i akceleracije toka:

$$\frac{F dx}{v} \frac{dc}{dt} = pF + \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dF - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) (F + dF) - dS \quad (3.7)$$

Dijeleći sve članove te jednačbe s $dm = F dx/v$ i zanemarujući sve članove nižeg reda dobiva se:

$$\frac{dc}{dt} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{dS}{dm} = -v \frac{\partial p}{\partial x} - S_1 \quad (3.8)$$

gdje S_1 je sila trenja koja se odnosi na jedinicu mase toka.

Za stacionarni jednodimenzionalni tok, tlak je funkcija samo jedne varijable, x , i stoga $p/x = dp/dx$.

Množeći obje strane jednačbe (3.8) s dx i označavajući da $dx/dt = c$, dobiva se jednačba količine gibanja za jednodimenzionalni stacionarni tok u svojem konačnom obliku:

$$cdc = -vdp - S_1 dx \quad (3.9)$$

Ako ne postoji djelovanje sila trenja na bočnim površinama toka i ako je tok izentropski, jednačba (3.9) može se lako integrirati za konačni oblik između presjeka toka 0-0 i 1-1, slika 3.1. Budući da je $S_1 = 0$, dobiva se:

$$cdc + vdp = 0 \quad (3.9a)$$

te uvjet konstantne entropije omogućuje određivanje specifičnog volumena iz izentropske jednačbe (3.3):

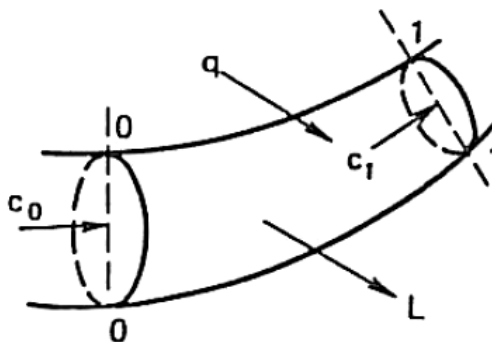
$$v = v_0 \frac{p_0^{1/\kappa}}{p^{1/\kappa}}$$

Označavajući brzinu u presjeku 0-0 s c_0 i u presjeku 1-1 s c_{1t} (teorijska brzina, budući da je proces promjene stanja između presjeka izentropski), poslije integracije se dobiva jednačba količine gibanja (impulsna jednačba) za jednodimenzionalni izentropski tok u integralnom obliku:

$$\begin{aligned} \frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} &= - \int_{p_0}^{p_1} v dp = p_0^{\frac{1}{\kappa}} v_0 \int_{p_0}^{p_1} \frac{dp}{p^{\frac{1}{\kappa}}} \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.1.4. Jednačba očuvanja energije

Analiza se provodi na stacionarnom toku pare ili plina između presjeka 0-0 i 1-1, kao što prikazuje slika 3.3.



Slika 3.3 Strujanje kroz kanal – jednačba očuvanja energije

Kao što je poznato iz termodinamike, svaki kilogram pare ili plina u presjeku 0-0 posjeduje energiju koja je jednaka zbroju entalpije h_0 i kinetičke energije $c_0^2/2$, a u presjeku 1-1 energija je jednaka zbroju entalpije h_1 i kinetičke energije toka $c_1^2/2$. U općenitom slučaju, svaki kilogram pare ili plina stružeći između presjeka 0-0 i 1-1 dobiva količinu topline q i daje određenu količinu energije kao mehanički rad L . Tada, u skladu sa zakonom o očuvanju

energije, količina energije dovedena sistemu unutar uvjeta stacionarnosti mora biti jednaka količini energije koja se odvodi od sistema:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L \quad (3.11)$$

Jednadžba očuvanja energije (3.11) je valjana samo za tokove bez gubitaka mehaničke energije (zbog trenja i ostalih disipativnih procesa) i za izentropske tokove, tj. tokove bez gubitaka mehaničke energije.

Diferencijalni oblik jednadžbe očuvanja energije izgleda:

$$dh + c \, dc - dq + dL = 0 \quad (3.12)$$

Za energetski izolirane tokove, tj. tokove kod kojih nema dovođenja ili odvođenja topline ili mehaničkog rada, jedn. (3.12) može se napisati u sljedećem obliku:

$$dh + c \, dc = 0 \quad (3.12a)$$

Integralni oblik jednadžbe očuvanja energije za energetski izolirane tokove izgleda:

$$h + \frac{c^2}{2} = konst. \quad (3.13)$$

tj. zbroj entalpije i kinetičke energije za 1 kg mase radnog fluida za neki poprečni presjek jednodimenzionalnog toka je konstantna za dani tok.

Entalpija se često izražava pomoću volumena i tlaka, tako da jednadžba očuvanja energije može biti napisana u sljedećem obliku:

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} p v + \frac{c^2}{2} = konst. \quad (3.14)$$

Treba naglasiti da impulsna jednadžba za izentropski tok, jedn. (3.10), lako se može svesti na oblik jednadžbe (3.14). Na taj način, impulsna jednadžba za izentropski tok identična je jednadžbi očuvanja energije. Za neizentropske tokove, tj. kod kojih postoje nepovrativi gubici mehaničke energije, energetska jednadžba neće promijeniti svoj oblik dok impulsna jednadžba mora sadržavati član koji uzima u obzir sile otpora (trenje, itd.).

3.2. Osnovne karakteristike i parametri tokova u kanalima

Jednodimenzionalni tokovi u kanalima mogu biti klasificirani kao konfuzorski ili difuzorski tokovi.

Konfuzorski tokovi su takvi kod kojih brzina radnog fluida raste u smjeru strujanja.

Kod difuzorskih tokova, brzina radnog fluida opada u smjeru strujanja.

Kod turbostrojeva (parnih i plinskih turbina, kompresora), konfuzorsko strujanje javlja se u kanalima statorskih lopatica (sapnicama) i rotorskim lopaticama, u ulaznim cjevovodima tih strojeva, itd. Difuzorsko strujanje prisutno je u kanalima usmjeravajućih i rotorskih lopatica kompresora, u izlaznim cjevovodima parnih i plinskih turbina i kompresora te u difuzorskim elementima zaustavnih i regulacijskih ventila. Treba naglasiti da tok pare ili plina u kanalima rotorskih lopatica specijalnih stupnjeva može biti također difuzorskog tipa.

Osnovne jednačbe za jednodimenzionalni tok dane u prethodnom poglavlju omogućavaju proračun strujanja (toka) u kanalima turbostrojeva. Kako slijedi iz energetske jednačbe (3.13), kod konfuzorskog strujanja, npr. kao u sapnicama turbina, entalpija toka opada kako brzina radnog fluida niz tok raste. Kod difuzorskog strujanja, obrnuto, entalpija raste niz tok budući da brzina strujanja opada. Kod sapničkih kanala, tlak opada niz kanal zajedno s entalpijom, i može se reći da radni fluid ekspandira. Obrnuto, tlak u difuzorskim kanalima raste u smjeru strujanja i može se reći da se radni fluid komprimira.

Za proračun jednodimenzionalnog strujanja u kanalima često se koriste zaustavni parametri toka u pojedinim presjecima.

Zaustavni parametri toka u pojedinom presjeku su određeni fiktivni parametri koji se mogu dobiti ako se na izentropski način u tom presjeku tok prevede u stanje mirovanja.

Zaustavni parametri mogu se odrediti pomoću energetske jednačbe (3.13) ili (3.14) i izentropske jednačbe (3.3). Kako slijedi iz energetske jednačbe, konstanta u tim jednačbama može biti uzeta kao energija u presjeku gdje je $c = 0$ i može biti izražena preko zaustavnih parametara u određenom presjeku danog toka:

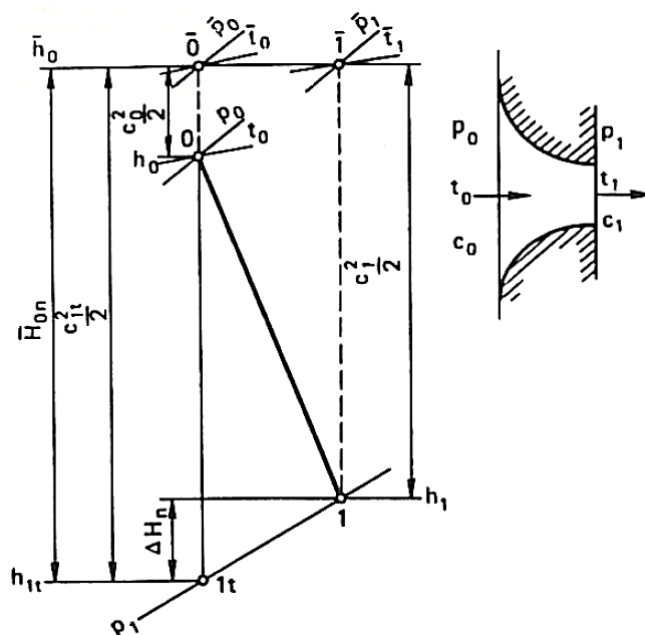
$$\frac{c^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} p v = \frac{\kappa - 1}{\kappa} p_* v_* \quad (3.15)$$

$$\frac{c^2}{2} + h = h_* = c_* T_* = konst.; \quad p v^\kappa = p_* v_*^\kappa$$

U prethodnim jednačbama p_* , v_* , T_* i h_* su zastavni tlak, specifični volumen, temperatura i entalpija za presjek gdje vrijednosti brzine i entalpije jednake su c i h . Iz jednačbe (3.15) slijedi da su temperatura T_* idealnog plina i entalpija h_* nepromjenjive za neki presjek toka;

umnožak $p_* v_*$ je također konstantan duž toka, ali zaustavni tlak p_* i zaustavni specifični volumen v_* su odvojeno konstantni za sve presjke samo kod izentropskog strujanja. Kod strujanja s gubicima energije (disipacija mehaničke energije toka), kao što će biti pokazano kasnije, p_* opada od jednog presjeka do drugog u smjeru strujanja, dok v_* raste.

Zaustavni parametri mogu se također odrediti pomoću h - s dijagrama. Na slici 3.4. je prikazan proces strujanja radnog fluida u kanalu sapnice u h - s dijagramu.



Slika 3.4 h - s dijagram promjene stanja pare ili plina koji struji kroz sapnicu

Parametri na ulaznom presjeku sapnice označeni su indeksom 0. Parametri na izlaznom presjeku označeni su indeksom 1 za slučaj stvarnog strujanja s gubicima energije i indeksom 1t za pretpostavljeno izentropsko strujanje (bez gubitaka energije). Da bi odredili brzinu na izlazu iz kanala sapnice u slučaju izentropskog strujanja, treba upotrebiti energetska jednadžbu (3.13) napisanu za ulazni i izlazni presjek sapnice:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} + h_{1t}$$

dok teorijska brzina na izlazu iz sapnice iznosi:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} \quad (3.16)$$

gdje entalpija h_{1t} se može odrediti pomoću tlaka p_1 na izlaznom presjeku sapnice (npr. iz h - s dijagrama).

Stvarna brzina strujanja (uz gubitke energije) na izlazu iz sapnice može se odrediti pomoću slične jednadžbe izvedene iz energetske jednadžbe napisane za ulazni i izlazni presjek sapnice pomoću stvarnih parametara toka na izlazu iz sapnice:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_1^2}{2} + h_1,$$

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2}. \quad (3.17)$$

Razlika entalpija $h_{0*} - h_{1t} = h_0 - h_{1t} + c_0^2/2 = c_{1t}^2/2$ se zove raspoloživi entalpijski pad sapnice i označen je s $H_{0*,s}$; predstavljen je dijelom izentropske linije u h - s dijagramu, slika 3.4.

Da bi se odredili zaustavni parametri na ulaznom presjeku u sapnicu, u h - s dijagramu po liniji izentropie od točke 0 treba prema gore nanijeti veličinu $c_0^2/2$ što odgovara kinetičkoj energiji toka na ulazu u sapnicu. Na taj je način određena točka 0* a samim tim izobara p_{0*} , izoterma t_{0*} i zaustavna entalpija h_{0*} , te druge linije koje odgovaraju zaustavnim parametrima.

Zaustavni parametri na izlaznom presjeku sapnice mogu se odrediti na sličan način tako da se u h - s dijagramu po izentropi od točke 1 prema gore nanese veličina $c_1^2/2$ što odgovara kinetičkoj energiji toka na izlazu iz sapnice. Kroz točku 1* određenu na taj način prolazi izobara p_{1*} i izoterma t_{1*} .

Kako se vidi, kod strujanja s gubicima kinetičke energije, zaustavni tlak opada niz smjer strujanja.

Za razliku od zaustavnih parametara, parametri p_0 , t_0 , h_0 , p_1 , t_1 , h_1 se nazivaju statički parametri (tlak, temperatura i entalpija) u odgovarajućim presjecima.

Razlika entalpija $h_1 - h_{1t}$ je ekvivalentna radu koji treba obaviti plin da bi savladao sile trenja i ostale disipativne sile kod stvarnog strujanja, i koji se pri tome pretvara u toplinu. Drugim riječima, razlika entalpija $h_1 - h_{1t}$ predstavlja gubitke kinetičke energije toka zbog trenja i drugih nepovrativih procesa. Za sapnicu, ti gubici su označeni s ΔH_s , slika 3.4, i mogu se izračunati pomoću energetske jednadžbe za teorijski i stvarni tok, $h_{1t} + c_{1t}^2/2 = h_1 + c_1^2/2$. Stoga,

$$\Delta H_s = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \quad (3.18)$$

Od velikog značaja za opis strujanja imaju pojmovi brzina zvuka i kritična brzina strujanja. Brzina zvuka može se odrediti preko statičkih parametara toka:

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T} . \quad (3.19)$$

Kritična brzina strujanja, c_{kr} , je brzina plina u presjeku gdje je brzina toka jednaka lokalnoj brzini zvuka: $c = a = c_{kr}$. Presjek gdje strujanje dostiže kritične vrijednosti zove se kritični presjek. Parametri toka u tom presjeku nazivaju se također kritičnima (p_{kr} , T_{kr} , h_{kr} , v_{kr}).

Kako se vidi iz jednadžbe (3.19), lokalna brzina zvuka ovisi samo o statičkoj temperaturi u presjeku toka za koji se brzina zvuka i računa. Stoga, kritična brzina toka može se odrediti pomoću kritične temperature:

$$c_{kr} = \sqrt{\kappa R T_{kr}} .$$

Proračun strujanja može se olakšati upotrebom bezdimenzionalnih parametara. Oni uključuju relativni tlak , koji predstavlja omjer statičkog i zaustavnog tlaka za dani presjek, p/p_* , relativnu temperaturu T/T_* , relativni specifični volumen v/v_* , itd. Bezdimenzionalni parametri toka također uključuju parametre M i λ . Broj M je omjer brzine toka i brzine zvuka za dani presjek, c/a , i zove se Machov broj. Bezdimenzionalna brzina je definirana kao omjer brzine toka u danom presjeku i kritične brzine toka, c/c_{kr} . Može se veoma jednostavno uspostaviti relacija između bilo koja dva bezdimenzionalna parametra. Npr., uvrštavajući $\kappa p v = a^2$ u energetska jednadžbu, dobije se ta jednadžba u novom obliku:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{\kappa - 1} = \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \frac{c_{kr}^2}{2} \quad (3.15a)$$

gdje je konstanta na desnoj strani izražena preko kritične brzine. Dijeleći sve članove jednadžbe (3.15) s konstantom s desne strane jednadžbe, dakle, dijeleći prvi član s konstantom izraženom preko kritične brzine i drugi član, s konstantom izraženom preko zaustavnih parametara p_* i v_* , dobiva se:

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 + \frac{p}{p_*} \frac{v}{v_*} = 1$$

ili koristeći izentropsku jednadžbu može se odrediti za neki presjek:

$$\varepsilon = \frac{p}{p_*} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 \right)^{\kappa/(\kappa - 1)} \quad (3.20)$$

U kritičnom presjeku, $\lambda = 1$, i stoga, kritični omjer tlakova p_{kr}/p_* može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_*} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (3.20a)$$

Kritični omjeri tlakova za zrak i paru dani su u tablici 3.1.

Tablica 3.1 Kritični parametri tokova s izentropskom ekspanzijom

Plin ili para u strujanju	Izentropski eksponent, κ	Kritični omjer tlakova, ε_{kr}	Kritična brzina, c_{kr} [m/s]	Koeficijent $\chi = \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}$
Zrak	1,4	0,5283	$1,08\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$	0,685
Pregrijana para	1,3	0,5457	$1,064\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$	0,667
Zasićena para	1,135	0,5774	$1,032\sqrt{p_{0*}v_{0*}}$	0,635

Kritična brzina često se određuje preko zaustavne temperature toka. Izjednačavajući konstante u energetskim jednadžbama (3.15) i (3.15a) dobiva se:

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT_*} \quad (3.21)$$

ili:

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} p_* v_*} \quad (3.21a)$$

Značajni bezdimenzionalni parametar strujanja je relativni maseni protok q koji je definiran kao omjer masenog protoka po jedinici površine danog presjeka, G/F , i masenog protoka po jedinici površine presjeka gdje su postignuti kritični parametri, G_{kr}/F , tj. $q = (G/F)(F/G_{kr}) = G/G_{kr}$ ili koristeći jednadžbu kontinuiteta (3.4) dobiva se:

$$q = \frac{c}{v} \frac{v_{kr}}{c_{kr}}. \quad (3.22)$$

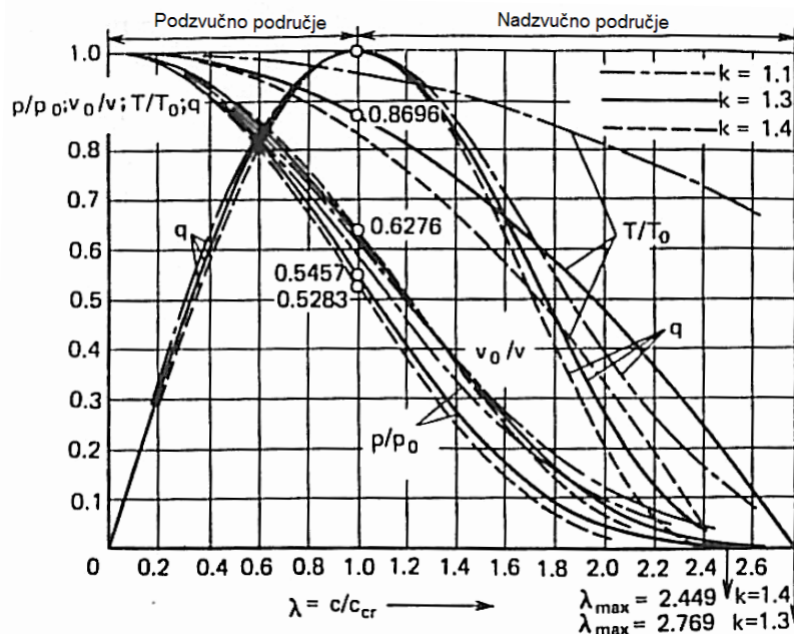
Relativni maseni protok q može se također izraziti pomoću članova ostalih bezdimenzionalnih parametara: λ , ε , T/T_* , v/v_* . Dijeleći brojnik i nazivnik jedn. (3.22) s v_* i koristeći izentropsku jednadžbu, možemo napisati:

$$q = \lambda \left(\frac{\kappa+1}{2} - \frac{\kappa+1}{2} \lambda^2 \right)^{1/(\kappa-1)}, \quad (3.23)$$

ili

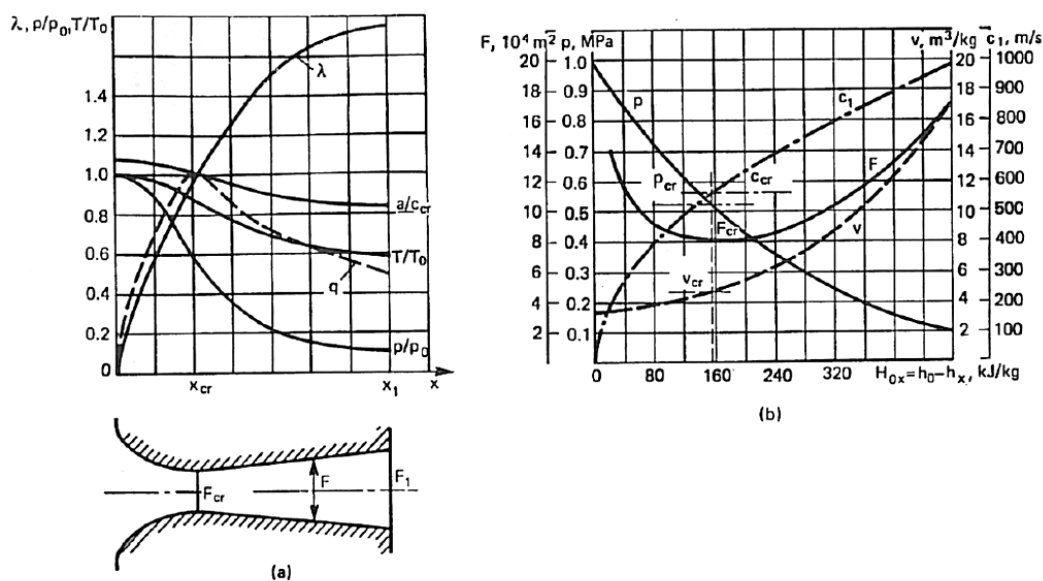
$$q = \sqrt{\frac{2}{\kappa+1} \frac{\kappa+1}{\kappa-1} \frac{2}{\kappa-1}} (\varepsilon^{2/\kappa} - \varepsilon^{(\kappa+1)/\kappa}). \quad (3.24)$$

Relacija između nekih dva bezdimenzionalna parametra u nekom presjeku toka, jednačbe (3.22), (3.23), (3.24) itd., nazivaju se plinsko - dinamičke funkcije i dane su u tablicama koje se mogu pronaći u literaturi iz dinamike fluida. Dijagrami tih funkcija su prikazani na slici 3.5. Plinsko - dinamičke funkcije pogodne su za proračun strujanja u kanalima.



Slika 3.5 Utjecaj relativne brzine λ na bezdimenzijske parametre toka

Relativni maseni protok izentropskog strujanja u kanalu može se predstaviti kao omjer površine kritičnog presjeka kanala i površine presjeka za koji se relativni maseni protok i traži, slika 3.6a.



Slika 3.6 Raspodjela parametara toka duž osi De Lavalove sapnice:
a) bezdim. parametri, b) fiksni dimenz. parametri toka ispred sapnice

Jednadžba kontinuiteta za presjeke F i F_{kr} glasi:

$$G = G_{kr} = \frac{cF}{v} = \frac{c_{kr}F_{kr}}{v_{kr}}.$$

Iz prethodnog slijedi da relativni maseni protok u presjeku F iznosi:

$$q = \frac{c}{c_{kr}} \frac{v_{kr}}{v} = \frac{F_{kr}}{F}. \quad (3.25)$$

Jednadžba (3.25) može se izvesti uz pretpostavku da je najuži presjek kanala kritični presjek. Ta pretpostavka je striktno dokazana u dinamici fluida. Koristeći jedn. (3.25), moguće je računati parametre strujanja u bilo kojem presjeku kanala s izentropskim tokom, pretpostavljajući da su poznati parametri toka u jednom presjeku. Ako je poznata geometrija kanala, lako se može odrediti omjer relativnih masenih protoka u traženim presjecima F i F_1 s poznatim parametrima strujanja:

$$\frac{q}{q_1} = \frac{F_1}{F_{kr}} \frac{F_{kr}}{F} = \frac{F_1}{F}. \quad (3.26)$$

Kada je q određen, mogu se odrediti svi nepoznati bezdimenzionalni parametri toka u presjeku F uz korištenje tablica s plinsko dinamičkim funkcijama ili pomoću jedn. (3.22), (3.23), (3.24), itd. Kako slijedi iz jedn. (3.26), kritične parametre koji se postižu u kanalu nije potrebno računati. Također treba naglasiti da jednoj te istoj vrijednosti q mogu odgovarati dvije različite vrijednosti nekog drugog bezdimenzionalnog parametra toka, gdje će jedna vrijednost odgovarati podzvučnom a druga nadzvučnom strujanju, slika 3.5.

Kao primjer analizirat će se raspodjela bezdimenzionalnih parametara izentropskog strujanja u konfuzorsko - difuzorskom kanalu, slika 3.6a, gdje se tok kontinuirano ubrzava s lijeva u desno.

Kanale toga tipa prvi je puta upotrebio kao turbinske sapnice De Laval i zbog toga se nazivaju Lavalova sapnica. Kao što je bilo naglašeno, parametri toka pod navedenim uvjetima dostižu kritične vrijednosti u najužem presjeku te je tu bezdimenzionalna brzina $\lambda = 1,0$. Lijevo od toga presjeka, brzine strujanja su podzvučne, tj. $\lambda < 1$ i relativni tlak je veći nego kritični omjer ε_{kr} ; desno od tog presjeka brzine strujanja su nadzvučne, tj. $\lambda > 1$ i $\varepsilon < \varepsilon_{kr}$. Krivulje koje predstavljaju promjenu bezdimenzionalnih parametara duž osi sapnice su dane na slici 3.6a, i omogućuju određivanje odgovarajuće stvarne brzine strujanja c_1 [m/s], tlaka p [N/m²], temperature [K], brzine zvuka a [m/s] u bilo kojem presjeku toka ako su poznati parametri pare na ulazu u sapnicu, p_{0*} i t_{0*} . Slika 3.6b prikazuje krivulje promjene brzine c_1 ,

tlaka p i specifičnog volumena v duž osi sapnice. U tom slučaju, H_{0x} je entalpijski pad od parametara na ulazu u sapnicu na parametre u presjeku x sapnice.

Maseni protok pare ili plina kroz Lavalovu sapnicu može se odrediti na temelju poznatih parametara nekog presjeka sapnice. Maseni protok često je definiran pomoću parametara u kritičnom presjeku preko jednadžbe kontinuiteta:

$$G = G_{kr} = \frac{F_{kr} c_{kr}}{v_{kr}} .$$

Uvrštavajući za c_{kr} vrijednost iz jednadžbe 3.21 i izražavajući v_{kr} pomoću izentropske jednadžbe preko zaustavnog specifičnog volumena i kritičnog omjera tlakova, dobiva se:

$$G_{kr} = F_{kr} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} \kappa \frac{p_{0*}}{v_{0*}}} .$$

ili:

$$G_{kr} = \kappa F_{kr} \sqrt{\frac{p_{0*}}{v_{0*}}} , \quad (3.27)$$

gdje je κ koeficijent koji ovisi o svojstvima pare ili plina koji struji kroz sapnicu (tablica 3.1).

Prethodna jednadžba omogućuje određivanje ne samo masenog protoka kroz Lavalovu sapnicu, već i maseni protok pare ili plina izentropskog toka kroz konfuzorsku sapnicu ako su na njenom izlaznom presjeku F_1 uspostavljeni kritični parametri. U tom slučaju, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu naziva se kritični maseni protok i $F_1 = F_{kr}$.

Maseni protok pare ili plina kroz konfuzorsku sapnicu, uz određene parametre izentropskog toka u izlaznom presjeku, može se odrediti pomoću jednadžbe kontinuiteta (3.4), uvrštavanjem u nju brzine strujanja c_{1t} i specifičnog volumena v_{1t} za izlazni presjek sapnice F_1 :

$$G = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}} ,$$

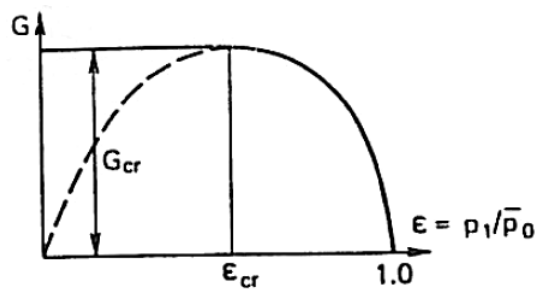
Dijeleći i množeći desnu stranu jednadžbe s c_{kr}/v_{kr} dobiva se:

$$G = \frac{F_1 c_{kr}}{v_{kr}} \frac{c_{1t}}{c_{kr}} \frac{v_{kr}}{v_{1t}} ,$$

ili, koristeći jedn. (3.24), (3.25) i (3.27), prethodna se jednadžba može reducirati u sljedeći oblik:

$$G = G_{kr}q = \kappa F_1 \sqrt{\frac{p_{0*}}{v_{0*}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)} \frac{2}{\kappa - 1} (\varepsilon^{2/\kappa} - \varepsilon^{(\kappa+1)/\kappa})} \quad (3.28)$$

Iz prethodne jednadžbe slijedi da maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu ovisi o površini izlaznog poprečnog presjeka, F_1 , zaustavnim parametrima na ulazu u sapnicu, p_{0*} i v_{0*} , i omjeru tlaka iza sapnice i zastavnog tlaka na ulazu u sapnicu, $\varepsilon = p_1/p_{0*}$. Krivulja promjene masenog protoka u ovisnosti o omjeru tlakova uz konstantne parametre na ulazu u sapnicu prikazana je na slici 3.7, gdje crtkani dio krivulje odgovara $0 < \varepsilon < \varepsilon_{kr}$ a puna linija, $\varepsilon > \varepsilon_{kr}$.



Slika 3.7 Maseni protok pare kroz sapnicu u ovisnosti o tlaku p_1 na izlaznom presjeku, s konstantnim tlakom p_0 na njenom ulazu

Kao što je poznato, lijeva grana krivulje ne može se ostvariti kod stvarnih tokova u sapnici, budući da su u tom slučaju, neovisno o tlaku na izlazu iz sapnice, parametri pare ili plina u njenom izlaznom presjeku kritični, tj. neovisni te je maseni protok također kritičan. Grana krivulje desno od ε_{kr} je često opisana eliptičnom jednadžbom koja dovoljno dobro aproksimira stvarni maseni protok dan jedn. (3.28):

$$\left(\frac{G}{G_{kr}} \right)^2 + \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{kr})^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1 \quad (3.29)$$

ili, budući da je $G/G_{kr} = q$:

$$q = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{kr})^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2}} \quad \text{s } \varepsilon > \varepsilon_{kr}$$

i

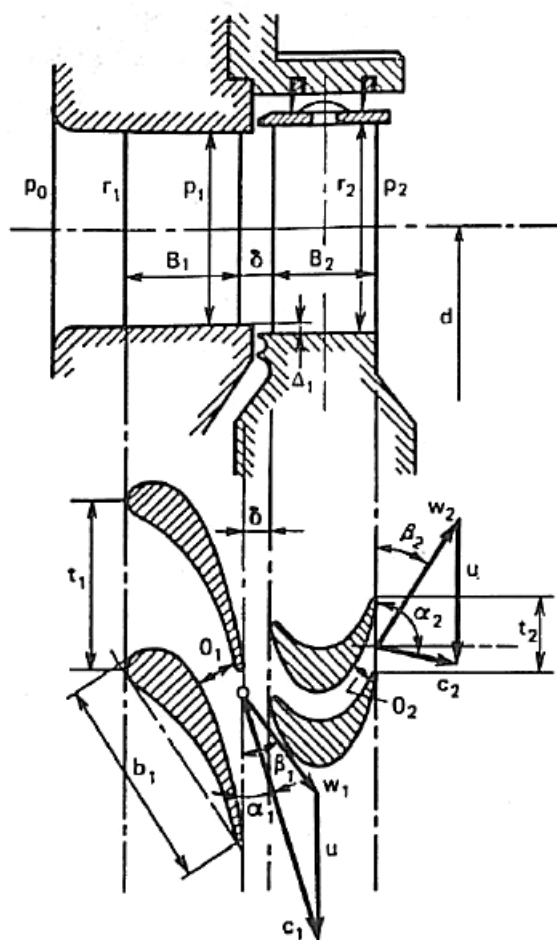
$$q = 1 \quad \text{s } \varepsilon \leq \varepsilon_{kr}$$

Kada se koriste tablice s plinsko-dinamičkim funkcijama, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu uz $\varepsilon > \varepsilon_{kr}$ može se pogodno odrediti uz korištenje vrijednosti kritičnog masenog protoka G_{kr} , a relativni maseni protok q poslije se jednoznačno odredi pomoću omjera

$\varepsilon = p/p_{0*}$. Uz $\varepsilon < \varepsilon_{kr}$, maseni protok kroz konfuzorsku sapnicu je jednak kritičnom masenom protoku G_{kr} i stoga je jednadžba (3.28) neprimjenjiva u tom slučaju.

3.3. Energetska pretvorba u turbinskom stupnju

Turbinski stupanj općenito predstavlja kombinaciju reda stacionarnih (fiksni) statoskih lopatica (sapnica) u čijim kanalima tok pare ili plina se ubrzava i reda rotirajućih lopatica u kojima se kinetička energija toka pare ili plina pretvara u mehanički rad putem rotacije rotora



Slika 3.8 Strujni dio aksijalnog turbinskog stupnja i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja

koji savladava sile otpora pogonjenog stroja.

Na slici 3.8 shematski je prikazan turbinski stupanj aksijalnog tipa; slika prikazuje uzdužni presjek duž osi rotora (dio iznad osi rotora) i razvijeni cilindrični presjek po promjeru d preko dijela statoskih i rotorskih lopatica. U kanalima statoskih lopatica, radni fluid (para kod parne turbine ili plinovi izgaranja kod plinske turbine) ekspandiraju od početnog tlaka na ulazu u statoske lopatice (sapnice), p_0 , na tlak u zazoru između statoskih i rotorskih lopatica, p_1 . Radni fluid koji ekspandira u statoskim lopaticama na njihovom izlazu postiže brzinu c_1 koja je usmjerena pod kutem α_1 prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica. Taj smjer toka pod određenim kutem se osigurava podesnim oblikom i rasporedom statoskih lopatica što se vidi na slici 3.8.

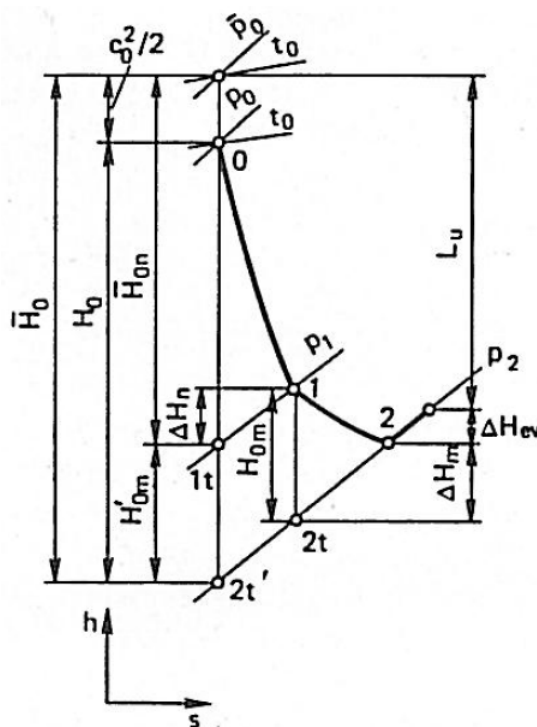
Rotorske lopatice s obzirom na statoske rotiraju obodnom brzinom u . Veličina te brzine ovisi o promjeru d na koji su ugrađene

rotorske lopatice i broju okretaja rotora, n : $u = \pi d n$. Na ulazu u rotorske lopatice, radni fluid se nalazi u relativnom strujanju i ima brzinu w_1 . Kao što je poznato, vektor relativne brzine w_1 se određuje geometrijskim oduzimanjem obodne brzine u od apsolutne brzine c_1 . Vektori apsolutne (c_1), obodne (u) i relativne (w_1) brzine na ulazu u rotorske lopatice oblikuju trokut brzina.

Kut između vektora relativne i obodne brzine je označen s β_1 . Smjer ulaznih bridova rotorskih lopatica kod njihove izrade određen je smjerom relativne brzine, tj. kutom β_1 . Kako radni fluid struji kanalima između rotorskih lopatica, tako dalje ekspandira s tlaka p_1 na tlak p_2 iza rotorskih lopatica i istovremeno se tok fluida zakreće. Zbog zakretanja toka i ekspanzije radnog fluida, na rotorske lopatice djeluje sila, i stoga se na rotoru razvija moment, koji obavlja rad za savladavanje sila otpora pogonjenog stroja. Zbog zakretanja toka fluida u kanalima rotorskih lopatica, u njima nastaje aktivni dio sile, dok se ubrzavanje strujanja u tim kanalima osigurava reakcijskim dijelom sile koji djeluje na rotorske lopatice.

Relativna brzina radnog fluida na izlazu iz kanala rotorskih lopatica označena je s w_2 . Ona je određena kinetičkom energijom relativnog strujanja na ulazu u kanale rešetke rotorskih lopatica i energijom ekspanzije radnog fluida s tlaka p_1 na tlak p_2 . Zbrajanje vektora relativne brzine w_2 i obodne brzine u , daje vektor apsolutne brzine c_2 . Kut između vektora brzine w_2 i smjera suprotno od u je označen s β_2 ; njegova vrijednost je određena profilom rotorskih lopatica i njihovom ugradnjom na rotor; smjer izlaznog brida rotorske lopatice tada određuje smjer relativne brzine strujanja na izlazu iz rotorskih lopatica. Kut između vektora brzine c_2 i smjera suprotno od u je označen s α_2 . Trokut brzina koji čine vektori w_2 , u i c_2 se zove izlazni trokut brzina.

Proces strujanja radnog fluida u turbinskom stupnju je prikazan u h - s dijagramu na slici 3.9



Slika 3.9 h - s dijagram za tok pare (ili plina) u turbinskom stupnju

Ekspanzija radnog fluida u kanalima statorskih lopatica (sapnicama) stupnja od stanja na ulazu u stupanj, koje je označeno s točkom 0, na stanje 1t odgovara teorijskom (izentropskom) strujanju u statorskim lopaticama. Stvarni proces u statorskim lopaticama obuhvaća gubitke ΔH_s (jednadžba (3.18)), koji se vraćaju kao toplina natrag u tok i povećavaju entalpiju iza statorskih lopatica. Stvarno stanje radnog fluida iza statorskih lopatica je dano s točkom 1. Razlika entalpije $h_0 - h_{1t}$ zajedno s kinetičkom energijom na ulazu u statorske lopatice ($c_0^2/2$) predstavlja raspoloživu energiju na ulazu u statorske lopatice $H_{0*,s}$ koja je jednaka kinetičkoj energiji strujanja na izlazu iz statorskih lopatica ($c_{1t}^2/2$) za tok bez gubitaka energije. U skladu s energetsom jednadžbom (3.16), teorijska brzina strujanja na izlazu iz statorskih lopatica određena je jednadžbom:

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2H_{0*,s}} \quad (3.30)$$

Stvarna brzina strujanja na izlazu iz statorskih lopatica manja je od c_{1t} za gubitke energije:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (3.31)$$

gdje je φ koeficijent brzine u statorskim lopaticama.

Teorijski proces ekspanzije radnog fluida u rotorskim lopaticama predstavljen je na slici 3.9 pomoću linije od točke 1 do točke 2t; razlika $h_1 - h_{2t}$ je označena s H_{0r} i zove se raspoloživi entalpijski pad rotorskih lopatica. Razlika $h_2 - h_{2t}$ predstavlja gubitke energije u rotorskim lopaticama, ΔH_r . Za tok koji se nalazi u relativnom strujanju u kanalima rotorskih lopatica, energetska jednadžba za presjek na ulazu i izlazu iz kanala rotorskih lopatica može se napisati u sljedećem obliku:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad (3.32)$$

Taj zapis ispravan je za aksijalni stupanj s jednakim srednjim promjerom na ulazu i izlazu iz rotorske rešetke. U slučaju, kada $d_{ul} = d_{iz}$, desna strana jednadžbe sadrži dodatni član koji uzima u obzir rad Coriolisove i centrifugalne sile:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (3.32a)$$

Desna strana jednadžba (3.32) ne sadrži član koji može karakterizirati mehanički rad predan s rotorskih lopatica na rotor, budući da je mehanički rad sile međusobnog djelovanja rotorskih lopatica i toka promatran u koordinatama rotorskih lopatica jednak nuli. Mjesto primjene te

sile nije relativno strujanje s obzirom na rotorske lopatice, već se ona obračunava množenjem jednadžbi za mehanički rad.

Analogno s jednadžbom (3.30), iz jednadžbe (3.32) može se izvesti jednadžba za teorijsku brzinu toka relativnog strujanja na izlazu iz rotorskih lopatica:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2H_{0r} + w_1^2}. \quad (3.33)$$

Stvarna brzina na izlazu iz rotorskih lopatica bit će niža nego w_{2t} :

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (3.34)$$

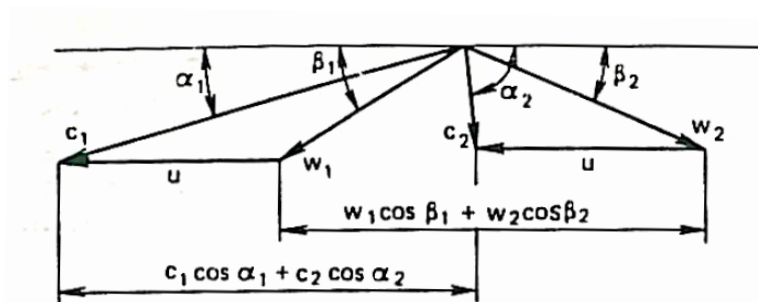
gdje je ψ koeficijent brzine rotorskih lopatica.

Gubici energije u rotorskim lopaticama ΔH_r mogu se odrediti na sličan način kao i kod jednadžbe (3.18):

$$\Delta H_r = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \quad (3.35)$$

Na slici 3.9, odsječak H_0 koji je jednak razlici $h_0 - h'_{2t}$, predstavlja raspoloživi entalpijski pad u stupnju izražen preko statičkih parametara dok odsječak H_{0*} , koji uključuje kinetičku energiju toka na ulazu u statorske lopatice, $c_0^2/2$, predstavlja raspoloživi entalpijski pad u stupnju izražen preko zaustavnih parametara na ulazu u stupanj i statičkih parametara na izlazu iz stupnja. Ako tok koji posjeduje kinetičku energiju $c_0^2/2 = \Delta H_{ib}$ na izlazu iz rotorskih lopatica ulazi u veliki prostor (npr. kondenzator parne turbine), ta će se energija potrošiti za povišenje temperature radnog fluida zbog izobarnog poništavanja brzine. Veličina ΔH_{ib} zove se gubitak energije zbog izlazne brzine stupnja i nanosi se u h - s dijagram kako prikazuje slika 3.9.

Kod proračuna turbinskih stupnjeva, trokuti brzina na ulazu i izlazu iz rotorskih lopatica, kao što su prikazani na slici 3.10, obično se crtaju tako da se starta od neke poznate točke.



Slika 3.10 Trokuti brzina za tok pare u turbinskom stupnju

Obično je to kut α_1 vektora brzine c_1 i obično se uzima u području 11° do $20 - 25^\circ$. Veličina c_1 se određuje pomoću jednadžbe (3.31), a obodna brzina rotorskih lopatica pomoću jednadžbe:

$$u = \pi d n$$

gdje d je srednji promjer stupnja, m ; i n je brzina rotacije rotora u s^{-1} . Relativna brzina w_1 i kut β_1 određuju se iz geometrije ulaznog trokuta brzina. Za konstrukciju izlaznog trokuta brzina prvo se određuje relativna brzina w_2 pomoću jednadžbe (3.34). Kut β_2 vektora brzine w_2 obično se računa iz jednadžbe kontinuiteta za izlazni presjek rotorskih lopatica. Apsolutna brzina c_2 i kut α_2 određuju se iz geometrije izlaznog trokuta brzina.

3.3.1. *Reaktivnost turbinskog stupnja*

Odnos između brzina i kuteva strujanja u turbinskom stupnju bitno ovisi o reaktivnosti ρ . Ona predstavlja omjer raspoloživog toplinskog pada rotorskih lopatica i zbroja raspoloživih toplinskih padova statorskih i rotorskih lopatica, što je približno jednako srednjem toplinskom padu stupnja izraženom preko zaustavnih parametara:

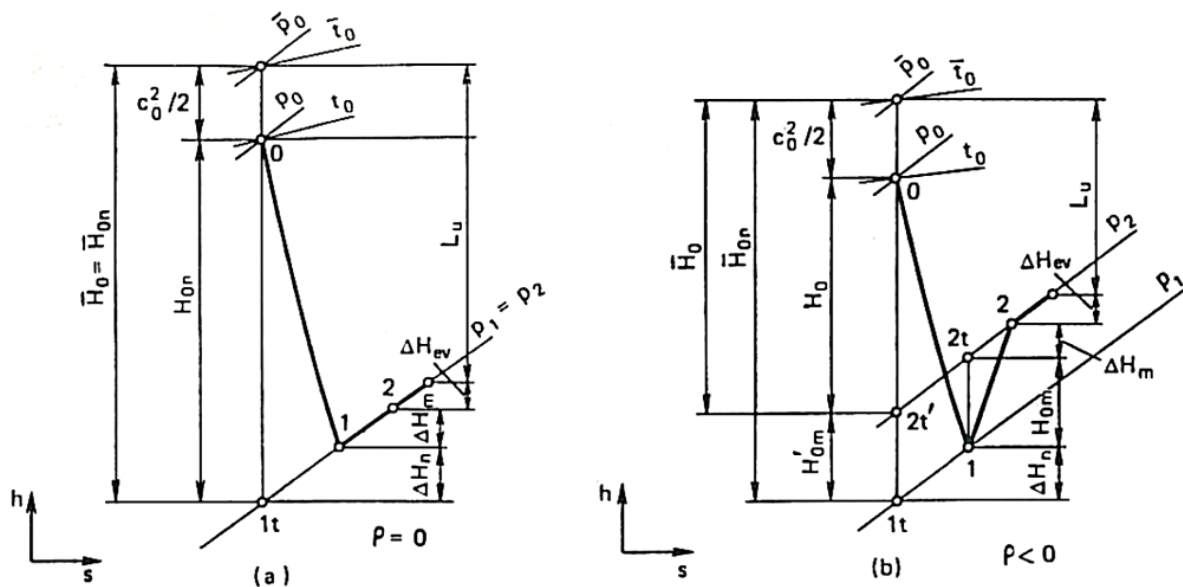
$$\rho = \frac{H_{0r}}{H_{0*s} + H_{0r}} \approx \frac{H_{0r}}{H_{0*}}. \quad (3.36)$$

Uz visoku reaktivnost $\rho > 0$, strujanje se ubrzava bitnije u rotorskim lopaticama, i stoga, relativna izlazna brzina w_{2t} raste znatnije u usporedbi s brzinom w_1 . Turbinski stupanj s reaktivnošću jednakom 0 zove se akcijski stupanj. Kod akcijskog stupnja, radni fluid ne ekspankira u rotorskim lopaticama i tlakovi ispred i iza rotorskih lopatica su međusobno jednaki, $p_1 = p_2$. Turbinski stupnjevi s reaktivnošću do 0,2 - 0,25 se smatraju još uvijek akcijskima. Turbinski stupnjevi kod kojih je reaktivnost jednaka 0,4 - 0,6 ili više nazivaju se reakcijski stupnjevi. Kod reakcijskih turbina s više stupnjeva, obično se koriste stupnjevi s reaktivnošću 0,5.

U pravilu, čisto akcijski stupnjevi ($\rho = 0$) ne koriste se u praksi. Stvarni akcijski stupnjevi imaju određenu pozitivnu reaktivnost da bi se osiguralo da strujanje u kanalima rotorskih lopatica bude konfuzorskog tipa. Kao što je poznato iz dinamike fluida, konfuzorsko strujanje snizuje gubitke energije.

U specijalnim slučajevima, turbinski stupnjevi mogu imati negativnu reaktivnost. Strujanje radnog fluida u kanalima lopatica turbinskog stupnja $\rho < 0$ je difuzorskog tipa, tj. tlak u kanalima rotorskih lopatica raste prema izlazu, $p_2 > p_1$.

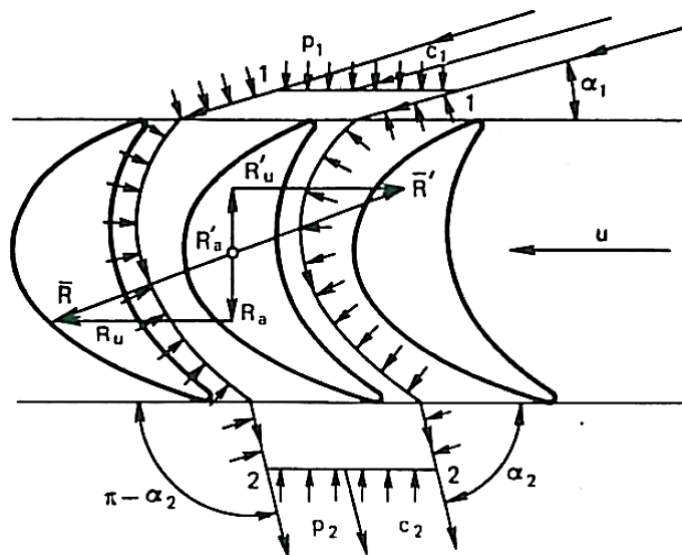
To difuzorsko strujanje povlači za sobom povećanje gubitaka energije u kanalima rotorskih lopatica. H - s dijagram procesa u stupnju s $\rho < 0$ prikazan je na slici 3.11b, a za stupanj s $\rho = 0$ na slici 3.11a.



Slika 3.11 h - s dijagram procesa u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ (a) i $\rho < 0$ (b)

3.3.2. Sile koje djeluju na rotorske lopatice

Radni fluid strući kroz rotorske lopatice djeluje određenim silama na njih, koje se javljaju zbog zakretanja i ubrzavanja toka u kanalima lopatica. Da bi se odredile te sile, izvodi se analiza strujanja u rotorskim lopaticama, slika 3.12.



Slika 3.12 Uz izvod jednadžbe količine gibanja za turbinski stupanj

U tu svrhu, izdvaja se u toku stacionarna kontura 1-1-2-2-1 koja uobičajeno obuhvaća jednu lopaticu. Stvarno, ta lopatica može predstavljati sve lopatice stupnja. Lijevo i desno, linije 1-2 te konture su kongruentne i smještene na istoj udaljenosti od susjednih profila, dok su linije 1-1 i 2-2 paralelne s vektorom obodne brzine u . Sada će se provesti analiza sila koje djeluju na dio toka radnog fluida unutar izdvojene konture. Taj dio fluida nalazi se pod djelovanjem reakcijske sile R' od strane lopatica te pod djelovanjem sila uslijed tlaka od strane preostalog dijela toka po površinama 1-1, 2-2 i 1-2. Sile uslijed tlaka na lijevoj i desnoj površini 1-2 konture su jednake po veličini, ali suprotne po smjeru pa se stoga njihovo djelovanje poništava.

Pomoću zakona mehanike, impuls sila koje djeluju na dio toka izdvojen pomoću stacionarne konture jednak je promjeni količine gibanja radnog fluida koji struji kroz konturu. Jednadžba koja opisuje taj zakon u vektorskom obliku ima oblik:

$$\vec{R}' dt + (\vec{p}_1 + \vec{p}_2)\Omega dt = dm(\vec{c}_2 - \vec{c}_1). \quad (3.37)$$

Prvi član u jednadžbi je impuls sile R' s kojim lopatice djeluju na tok; drugi član je impuls sila uslijed tlaka na površine Ω , 1-1 i 2-2; član na desnoj strani jednadžbe je promjena količine gibanja mase dm koja struji van kroz presjek 2-2 i ustrujava kroz presjek 1-1 u vremenskom trenutku dt . S Ω je predstavljena aktivna površina za strujanje radnog fluida koju čine rotorske lopatice tokom gibanja. Ako se radni fluid dovodi po čitavom srednjem promjeru stupnja tada Ω iznosi:

$$\Omega = \pi d l_2$$

Jednadžba (3.37) može se napisati kao projekcija na smjer obodne brzine u . Tada stavljajući da je $dm/dt = G$ dobiva se:

$$R'_u = G[c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1],$$

ili, zamjenjujući reakcijsku silu lopatica silom kojom tok djeluje na lopatice, $R_u = -R'_u$, dobiva se principijelna jednadžba za određivanje obodne sile kojom radni fluid djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$R_u = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2), \quad (3.38)$$

Obodna sila R_u podudara se po smjeru s obodnom silom rotorskih lopatica. Zbog toga, obodna sila R_u određuje rad koji tok predaje rotorskim lopaticama, odn. turbinskom rotoru.

Zapis jednadžbe (3.37) kao projekcije na aksijalni smjer (duž osi rotora) ima oblik:

$$R'_a = G(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) + (p_2 - p_1)\Omega ,$$

ili, zamjenjujući reakcijsku silu lopatica R'_a silom kojom tok djeluje na lopatice, $R_a = -R'_a$, dobiva se principijelna jednadžba za određivanje aksijalne sile kojom tok radnog fluida djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$R_a = G(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2)\Omega , \quad (3.39)$$

Ta aksijalna komponenta sile je direktno okomita na smjer vektora obodne brzine i stoga ne može obavljati rad. Komponenta sile R_a mora se analizirati kod proračuna aksijalnih sila koje djeluju na odzivni ležaj turbinskog rotora.

3.3.3. Snaga i specifični rad stupnja

Snaga koju razvijaju rotorske lopatice turbinskog stupnja može se odrediti kao umnožak obodne sile R_u i obodne brzine u rotorskih lopatica:

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) . \quad (3.40)$$

Korisni rad jednog kilograma mase radnog fluida koji struji kroz rotorske lopatice stupnja, tj. specifični rad, može se odrediti kao omjer snage stupnja i masenog protoka radnog fluida kroz stupanj:

$$L_u = \frac{N_u}{G} = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) . \quad (3.41)$$

Kako slijedi iz trokuta brzina, slika 3.10, zbroj projekcija apsolutnih brzina na smjer obodne brzine jednak je sumi projekcija relativnih brzina na isti smjer:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2$$

Osim toga, pomoću jednadžbe za kosokutni trokut može se odrediti:

$$\begin{aligned} u c_1 \cos \alpha_1 &= \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2} ; \\ u c_2 \cos \alpha_2 &= \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2} . \end{aligned}$$

Uz korištenje tih jednadžbi, jedn. (41) može se napisati u sljedećem obliku:

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) ; \quad (3.41a)$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (3.42)$$

Kako se može vidjeti iz posljednje jednadžbe, specifični rad kod aksijalnog stupnja jednak je razlici kinetičke energije apsolutnog strujanja na ulazu i izlazu iz rotorske rešetke ili razlike kinetičke energije na ulazu i izlazu pri relativnom strujanju.

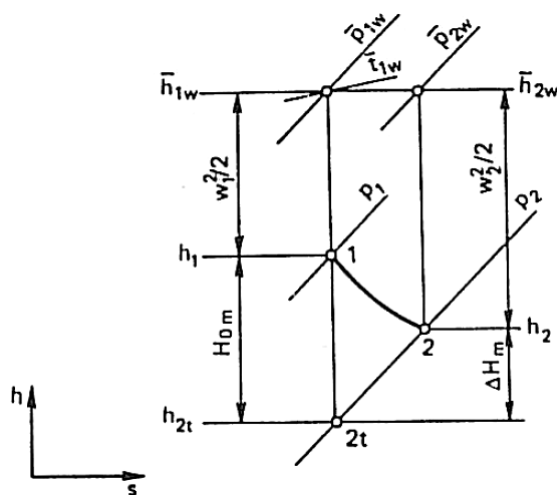
Pomoću jednadžbe (3.42) može se pokazati da energetska jednadžba (3.32) vrijedi i za relativno strujanje. Za tu svrhu, postavlja se energetska jednadžba za apsolutno strujanje za presjeke ispred i iza rotorskih lopatica stupnja:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L_u$$

Posljednji član na desnoj strani te jednadžbe je mehanički rad koji predaje tok rotorskim lopaticama. U energetske jednadžbi za statorske lopatice (sapnice) taj član ne postoji, tj. tok u statorskim lopaticama ne obavlja nikakav rad. Uvrštavajući izraz za L_u iz jednadžbe (3.42) u tu jednadžbu, nakon određenih transformacija dobiva se:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + h_{1w*},$$

tj. kod relativnog strujanja ukupna energija na ulazu u rotorske lopatice jednaka je ukupnoj energiji na njihovom izlazu. Ta energetska jednadžba za tok u relativnom strujanju je ilustrirana u $h - s$ dijagramu na slici 3.13.



Slika 3.13 h – s dijagram za tok u rotorskim lopaticama

Točka 1 na dijagramu odgovara stanju radnog fluida prije rotorskih lopatica. Parametri p_{1w*} i t_{1w*} su zaustavni parametri relativnog strujanja prije rotorskih lopatica, budući da su dobiveni izentropskim poništavanjem brzine strujanja w_1 . Temperatura t_{1w*} je značajna za određivanje

čvrstoće rotorskih lopatica plinskih turbina koje rade pri visokim temperaturama. Stanje iza rotorskih lopatica je karakterizirano točkom 2; zaustavni tlak u toj točki je p_{2w*} i entalpija $h_{2w*} = h_{1w*}$.

Jednadžba (3.42) za specifični rad prethodno je izvedena iz jednadžbe količine gibanja. Nju je također moguće izvesti iz energetske bilance za rotorske lopatice stupnja. Teorijski, jedan kilogram radnog fluida može obaviti u stupnju rad koji je jednak raspoloživoj energiji E_0 . Ovdje se pod raspoloživom energijom podrazumijeva zbroj raspoloživih toplinskih padova u statorkim i rotorskim lopaticama, tj.:

$$E_0 = H_{0s*} + H_{0r} \cong H_{0*} \quad (3.43)$$

Stvarni rad rotorskih lopatica je niži nego teorijski mogući zbog gubitaka energije u statorkim ΔH_s i rotorskim ΔH_r lopaticama i gubitka energije koji proizlazi iz činjenice da tok napušta stupanj brzinom c_2 koja odnosi iz stupnja kinetičku energiju $c_2^2/2 = \Delta H_{ib}$. Stoga, specifični rad rotorskih lopatica može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\begin{aligned} L_u &= E_0 - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib} \\ L_u &= H_{0s} + H_{0r} - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib} \end{aligned} \quad (3.44)$$

Uvrštavajući u tu jednadžbu $H_{0s} = c_{1t}^2$; $H_{0r} = (w_{2t}^2/2) - (w_{1t}^2/2)$; $\Delta H_s = (c_{1t}^2/2) - (c_1^2/2)$ i $\Delta H_r = (w_{2t}^2/2) - (w_2^2/2)$, dobiva se jednadžba koja je u potpunosti identična jednadžbi (3.42):

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Odsječak koji odgovara L_u prikazan je u h - s dijagramu na slikama 3.9 i 3.11.

3.4. Koeficijent iskoristivosti na obodu kola

Savršenost turbinskog stupnja može se iskazati pomoću koeficijenta korisnog djelovanja. Koeficijent korisnog djelovanja na obodu kola turbinskog stupnja je omjer snage koja se razvija na rotorskim lopaticama i raspoložive snage stupnja:

$$\eta_u = N_u - N_0. \quad (3.45)$$

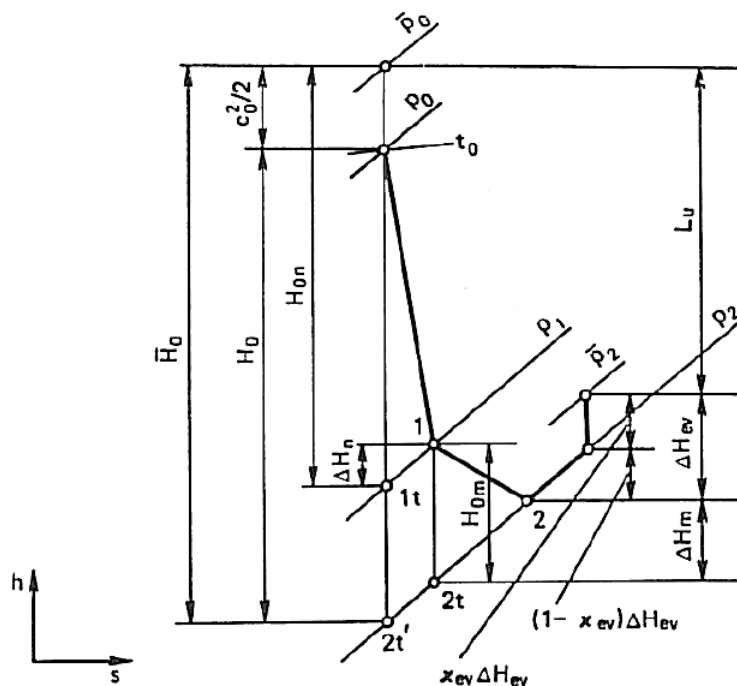
Ako se snage u tim jednadžbama izraze kao umnošci masenog protoka radnog fluida kroz stupanj i odgovarajuće specifične energije, $N_u = L_u G$ i $N_0 = L_0 G$, koeficijent iskoristivosti bit će dobiven u sljedećem obliku:

$$\eta_u = L_u / E_0. \quad (3.46)$$

U toj jednadžbi, L_u se može odrediti, kao što je dano u prethodnom poglavlju pomoću jednadžbe količine gibanja (3.41) ili iz energetske bilance gubitaka u stupnju, jedn. (3.44). Raspoloživa energija stupnja E_0 ovisi o pojedinačnom položaju stupnja u turbini s više stupnjeva. Ako se iza stupnja nalazi prostor gdje se tok usporava, (kao što je npr. slučaj kod posljednjeg stupnja kondezacijske parne turbine iz kojeg para odlazi u kondenzator), i stoga se energija izlazne brzine ne koristi u sljedećem stupnju, te je tada $E_0 = H_{0*}$. Za međustupanj kod kojeg se energija izlazne brzine iskorištava u sljedećem stupnju, ta energija nije uključena u raspoloživu energiju danog stupnja, tj. $E_0 = H_{0*} - \Delta H_{ib}$ (u slučaju da ta izlazna energija nije uračunata dva puta: u danom i sljedećem stupnju). U općenitom slučaju raspoloživa energija stupnja može se prikazati jednadžbom:

$$E_0 = H_{0*} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2}. \quad (3.47)$$

gdje je H_{0*} raspoloživi toplinski pad stupnja izražen preko zaustavnih parametara ispred stupnja, a $\kappa_{ib}(c_2^2/2)$ je dio kinetičke energije izlazne brzine danog stupnja koji se iskorištava u sljedećem stupnju. Koeficijent κ_{ib} može se mijenjati od 0 do 1; npr. za posljednji stupanj $\kappa_{ib} = 0$. Za većinu međustupnjeva energija izlazne brzine može se u potpunosti iskoristiti u sljedećem stupnju; u tom slučaju $\kappa_{ib} = 1$. Slika 3.14 prikazuje $h - s$ dijagram procesa kod kojeg je koeficijent κ_{ib} niži od jedan. Dio kinetičke energije $(1 - \kappa_{ib})\Delta H_{ib}$ je tada gubitak; ta energija se troši za povećanje temperature radnog fluida uz konstantni tlak iza stupnja. Drugi dio kinetičke energije, $\kappa_{ib}\Delta H_{ib}$, se koristi u sljedećem stupnju za obavljanje rada. Za sljedeći stupanj, taj dio energije bit će energija ulazne brzine $c_0^2/2$.



Slika 3.14 h – s dijagram za tok u turbinskom stupnju s djelomičnim korištenjem energije izlazne brzine u sljedećem stupnju

Uvrštavajući za L_u vrijednost iz jednadžbe (3.41) ili (3.41a) u jedn. (3.46) dobiva se jednadžba za koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja preko apsolutnih ili relativnih brzina:

$$\begin{aligned}\eta_u &= \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} \\ &= \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}\end{aligned}\quad (3.48)$$

Kao što se vidi iz te jednadžbe, iskoristivost stupnja ovisi o veličini i smjeru brzina.

Jednadžba za koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja može se također dobiti iz jednadžbe (3.44):

$$\eta_u = \frac{L_u}{E_0} = \frac{E_0 - \Delta H_s - \Delta H_r - \Delta H_{ib}(1 - \kappa_{ib})}{E_0} \quad (3.49)$$

Ovdje,

$$\begin{aligned}\Delta H_s &= \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1t}^2}{2} = (1 - \varphi^2) H_{0s*}; \\ \Delta H_r &= \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(H_{0r} + \frac{w_1^2}{2} \right),\end{aligned}$$

su gubici energije u statorkim i rotorskim lopaticama (pogledati jedn. (3.18) i (3.35)); i $\Delta H_{ib}(1 - \kappa_{ib})$ je gubitak energije zbog izlazne brzine.

Jednadžbe (3.48) i (3.49) često se koriste kod proračuna turbinskog stupnja. Jednadžba za iskoristivost, u kojoj su brojnik i nazivnik na desnoj strani izraženi kao korijeni iz brzina se rjeđe koristi. Ta jednadžba može se lako izvesti pomoću jednadžbe za rad u obliku jednadžbe (3.42) i jednadžbe za raspoloživu energiju:

$$\begin{aligned}
 E_0 &= H_{0*} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2} = H_{0s*} + H_{0r} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2} \\
 &= \frac{1}{2} (c_{1t}^2 - \kappa_{ib} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2) \\
 \eta_u &= \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_{1t}^2 - \kappa_{ib} c_2^2 + w_{2t}^2 - w_1^2}
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

Sada će se provesti analiza faktora koji utječu na koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja, tj. pokušati odrediti bezdimenzionalne parametre koji definiraju η_u . U tu svrhu transformira se jednadžba (3.48) za najjednostavniji slučaj čisto akcijskog stupnja ($\rho = 0$). Za taj stupanj mogu se koristiti sljedeće jednadžbe: $w_{2t} = w_1$; $E_0 = H_{0*} = c_{1t}^2/2$ (budući da $\rho = 0$ i $\kappa_{ib} = 0$); i $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$ (iz trokuta brzina). Također se uvodi pojam fiktivne brzine c_f koja je definirana jednadžbom:

$$\frac{c_f^2}{2} = H_{0*}. \tag{3.51}$$

Za akcijski stupanj, $\rho = 0$ i $c_f = c_{1t}$.

Nakon uvrštavanja tih izraza u jednadžbu (3.48) i određenih transformacija za η_u dobiva se:

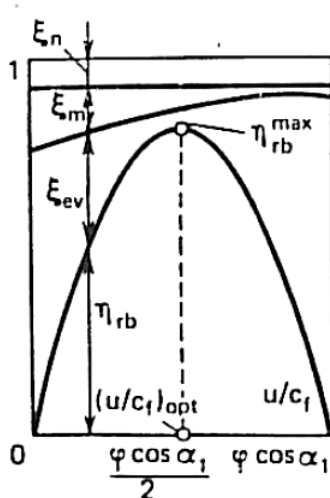
$$\begin{aligned}
 \eta_u &= \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_f^2} = \\
 &= \frac{2u w_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2} = \\
 &= \frac{2u (c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2}
 \end{aligned}$$

Budući da je kod čisto akcijskog stupnja $c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi c_f$ i $w_2 = \psi w_1$ na kraju se dobiva:

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_f} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_f} \right) \left(1 + \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \tag{3.52}$$

Na taj način iskoristivost η_u čisto impulsnog stupnja ovisi o omjeru brzina u/c_f , koeficijentima brzina φ i ψ , te izlaznim kutevima statorskih i rotorskih lopatica α_1 i β_2 . Kut β_1 u jednadžbi (3.52) je funkcija α_1 , u/c_f i stoga nije neovisni parametar.

Između prethodno navedenih parametara, omjer brzina u/c_f ima najveći utjecaj na iskoristivost η_u ; taj se omjer može mijenjati ovisno o obodnoj brzini kod turbinskog rotora s promjenjivim brojem okretaja ili ovisno o brzini c_f kada se mijenja raspoloživi toplinski pad stupnja H_{0*} ; iz tih razloga u/c_f je značajan parametar koji utječe na iskoristivost stupnja. Uz konstantne vrijednosti φ , ψ , α_1 i $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ funkcija između u/c_f i η_u je kvadratna parabola, slika 3.15. Parabola siječe os apscise u točkama $u/c_f = 0$ i $u/c_f = \cos \alpha_1$, budući da je $\eta_u = 0$ u tim točkama. Maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ dobiva se za optimalnu vrijednost omjera brzina $(u/c_f)_{opt} = \varphi \cos \alpha_1 / 2$.



Slika 3.15 Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s raktivnošću $\rho = 0$

Maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ za čisto akcijski stupanj može se odrediti pomoću jednadžbe (3.52) supstitucijom optimalnog omjera $(u/c_f)_{opt}$ u tu jednadžbu:

$$\eta_{u,max} = \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (3.53)$$

Kako slijedi iz te jednadžbe, maksimalna iskoristivost $\eta_{u,max}$ za čisto akcijski stupanj ovisi u značajnijoj mjeri o koeficijentu brzine statorskih lopatica, a u manjoj mjeri o koeficijentu brzine rotorskih lopatica. Npr., porast φ za 0,01 rezultira porastom $\eta_{u,max}$ za 0,017, dok isti porast ψ uvjetuje porast $\eta_{u,max}$ za samo 0,004. Zbog toga, kod akcijskih stupnjeva aerodinamička savršenost statorskih lopatica ima najveći značaj, mada je savršenost rotorskih lopatica također bitna.

Parabolična ovisnost između u/c_f i η_u , kao što je prikazana na slici 3.15, odražava energetske bilancu za čisto akcijski stupanj. Doista, polazeći od jednadžbe (3.49), koja daje

energetsku bilancu stupnja, moguće je dobiti izraz valjan za stupnjeve s bilo kojom reaktivnošću:

$$\eta_u = 1 - \xi_s - \xi_r - (1 - \kappa_{ib})\xi_{ib}. \quad (3.54)$$

gdje su $\xi_s = \Delta H_s/E_0$, $\xi_r = \Delta H_r/E_0$ i $\xi_{ib} = \Delta H_{ib}/E_0$ redom gubici energije u stupnju u statorskim i rotorskim lopaticama te gubitak zbog izlazne brzine.

Sada će se analizirati kako se pojedini gubici energije u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ mijenjaju u ovisnosti o koeficijentu brzine u/c_f .

Relativni gubitak energije u statorskim lopaticama može se predstaviti u obliku:

$$\xi_s = \frac{\Delta H_s}{E_0} = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{c_{1t}^2} = 1 - \varphi^2.$$

Zbog toga uz pretpostavku da je $\varphi = konst.$, gubitak energije u statorskim lopaticama čisto akcijskog stupnja neovisan je o koeficijentu brzine; iz tih razloga, gubitak ξ_s na slici 3.15 je konstantan.

Relativni gubitak energije u rotorskim lopaticama može se predstaviti u sljedećem obliku:

$$\xi_r = \frac{\Delta H_r}{E_0} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{1t}^2} = \left(\frac{w_1}{c_{1t}}\right)^2 (1 - \psi^2);$$

budući da je uz $\rho = 0$, $w_{2t} = w_1$.

Pretpostavljajući da $\psi = konst.$, ovisnost $\xi_r = f(u/c_f)$ bit će u potpunosti određena prirodom promjene omjera w_1/c_{1t} . Kako slijedi iz trokuta brzina, taj omjer raste uz opadanje omjera u/c_f . Na taj način, gubici energije ξ_r opadaju, ako u/c_f raste od nulte vrijednosti na vrijednost kod koje kut ulazne brzine relativnog strujanja iznosi $\beta_1 = 90^\circ$. Uz daljnje povećanje koeficijenta brzine, gubitak energije u rotorskim lopaticama raste.

Relativni gubitak energije zbog izlazne brzine može se predstaviti u sljedećem obliku:

$$\kappa_{ib} = \frac{c_2^2}{c_{1t}^2}.$$

Analizirajući trokute brzina stupnja koji je konstruiran za različite omjere u/c_f , može se zamijetiti da se minimalni koeficijent κ_{ib} dobiva za $\alpha_2 = 90^\circ$, budući da u tom slučaju omjer c_2/c_{1t} postiže minimum. Kod određenog odstupanja kuta izlazne brzine od vrijednosti 90° ,

gubitak zbog izlazne brzine raste, slika 3.15. Treba naglasiti da se minimalni gubitak energije zbog izlazne brzine dobiva ako koeficijent brzine teži k optimalnoj vrijednosti.

Uz optimalni omjer u/c_f , kut vektora brzine c_2 je nekoliko stupnjeva veći nego kut $\alpha_2 = 90^\circ$ ($\alpha_2 > 90^\circ$).

Ovisnost koeficijenta iskoristivosti na obodu kola o koeficijentu brzine u/c_f i drugim faktorima kod stupnja ($\kappa_{ib} = 0$ i $E_0 = c_f^2/2$) s bilo kojom reaktivnošću može se odrediti pomoću jednadžbe (3.48).

Ako se jednadžba (3.48) napiše u obliku:

$$\eta_u = \frac{2u (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_f^2}$$

i ako se u tu jednadžbu uvrste izrazi za brzine:

$$c_1 = \varphi \sqrt{2H_{0s*}} = \varphi \sqrt{2(1-\rho)H_{0*}} = \varphi \sqrt{1-\rho} c_f; \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = \\ &= \varphi^2(1-\rho)c_f^2 + u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_f \end{aligned} \quad (3.55a)$$

$$\begin{aligned} w_2 &= \psi \sqrt{2H_{0r} + w_1^2} = \psi \sqrt{2\rho H_{0*} + w_1^2} = \\ &= \psi \sqrt{\rho c_f^2 + w_1^2} \end{aligned} \quad (3.56)$$

dobiva se:

$$\begin{aligned} \eta_u &= 2 \frac{u}{c_f} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_f} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + (u/c_f)^2 - 2(u/c_f) \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho}}}{\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho} \right]. \end{aligned} \quad (3.57)$$

Ta jednadžba pokazuje da koeficijent iskoristivosti na obodu kola stupnja s bilo kojom reaktivnošću ovisi, slično kao i kod čisto akcijskog stupnja, o u/c_f , φ , ψ , β_2 , α_1 , i dodatno o novoj neovisnoj varijabli, reaktivnosti ρ . Najveća iskoristivost η_u se dobiva kod nekog optimalnog omjera brzina $(u/c_f)_{opt}$ koji ovisi o reaktivnosti ρ , kutu α_1 , i koeficijentu brzine φ , te je određena uglavnom minimalnom vrijednošću gubitka zbog izlazne brzine, tj. maksimalna iskoristivost η_u odgovara određenom režimu rada stupnja kod kojeg je $\alpha_2 \cong 90^\circ$. Koristeći taj uvjet, moguće je približno odrediti optimalni omjer brzina za stupanj u ovisnosti

o reaktivnosti i kutu α_1 . To proizlazi iz trokuta brzina na izlazu iz rotorskih lopatica za $\alpha_2 = 90^\circ$ kada je $c_2^2 = w_2^2 - u^2$.

Koristeći jedn. (3.55) i jedn. (3.56) dobiva se :

$$c_2^2 = \psi^2 \rho c_f^2 + \psi^2 \varphi (1 - \rho) c_f^2 + \psi^2 u^2 - 2u\psi^2 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho} c_f - u^2 .$$

Naglašavajući da je proračun približan, pretpostavlja se da je $\varphi = 1$ i $\psi = 1$. U tom slučaju optimalni omjer brzina može se izraziti kao:

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{1 - (c_2/c_f)^2}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

Uz jednakost aksijalnih projekcija brzina na ulazu i izlazu iz stupnja iz trokuta brzina se dobiva:

$$c_2 = c_1 \sin \alpha_1 = \varphi c_f \sqrt{1 - \rho} \sin \alpha_1 ,$$

i uzimajući da $\varphi = 1$, dobiva se:

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{\cos^2 \alpha_1 + \rho \sin^2 \alpha_1}{2 \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}}$$

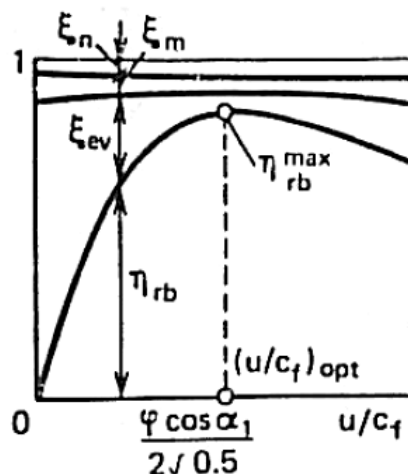
Budući da je član $\rho \sin^2 \alpha_1$ malen, jednačba za $(u/c_f)_{opt}$ može se napisati u sljedećem obliku:

$$(u/c_f)_{opt} \cong \frac{\cos \alpha_1}{2 \sqrt{1 - \rho}} .$$

Izraz za $(u/c_f)_{opt}$ za čisto akcijski stupanj ($\rho = 0$), koji je izveden ranije, sadrži koeficijent brzine φ u brojniku. Stoga se približna jednačba za optimalni omjer brzina za stupanj s bilo kojom reaktivnošću može prikazati u obliku:

$$(u/c_f)_{opt} \cong \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2 \sqrt{1 - \rho}} . \quad (3.58)$$

Ovisnost η_u i gubitaka energije u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0,5$ o omjeru brzina u/c_f je prikazana grafički na slici 3.16.



Slika 3.16 Utjecaj omjera brzina u/c_f na koeficijent iskoristivosti na obodu kola η_u i na gubitke za stupanj s reaktivnošću $\rho = 0,5$

U skladu s jednadžbom (3.58), optimalni omjer brzina za stupanj tog tipa je jednak $\varphi \cos \alpha_1 / \sqrt{2}$. Uspoređujući turbinske stupnjeve s reaktivnošću $\rho = 0$ i $\rho = 0,5$, može se vidjeti da je optimalni odnos u/c_f za posljednji dva puta veći od prethodnog. Stoga uz iste obodne brzine i optimalni omjer u/c_f , raspoloživi toplinski pad u stupnju s reaktivnošću $\rho = 0$ je dva puta veći nego onaj kod stupnja s reaktivnošću $\rho = 0,5$. Budući da krivulje $\eta_u = f(u/c_f)$ imaju ravni maksimum i ako se još uzmu u obzir gubici energije zbog trenja diska i drugih dodatnih gubitaka (ventilacija, parcijalni privod, vlažna para, itd.), omjer u/c_f kod konstruiranja turbine odabire se neznatno niži nego što daje jedn. (3.58). Iz toga razloga, omjer raspoloživih toplinskih padova akcijskog i reakcijskog stupnja kod stvarne turbine je obično niži od dva. U skladu s tim, broj stupnjeva kod reakcijske turbine bit će znatno veći nego kod akcijske turbine.

Uz istu visinu lopatica, maksimalni koeficijent iskoristivosti na obodu kola reakcijskog stupnja je veći nego kod akcijskog stupnja budući da je $\psi_{ak} > \psi_{re}$. Ipak, zbog većih gubitaka propuštanja kroz brtve kod reakcijskog stupnja, na kraju oba tipa stupnjeva imaju približno istu iskoristivost.

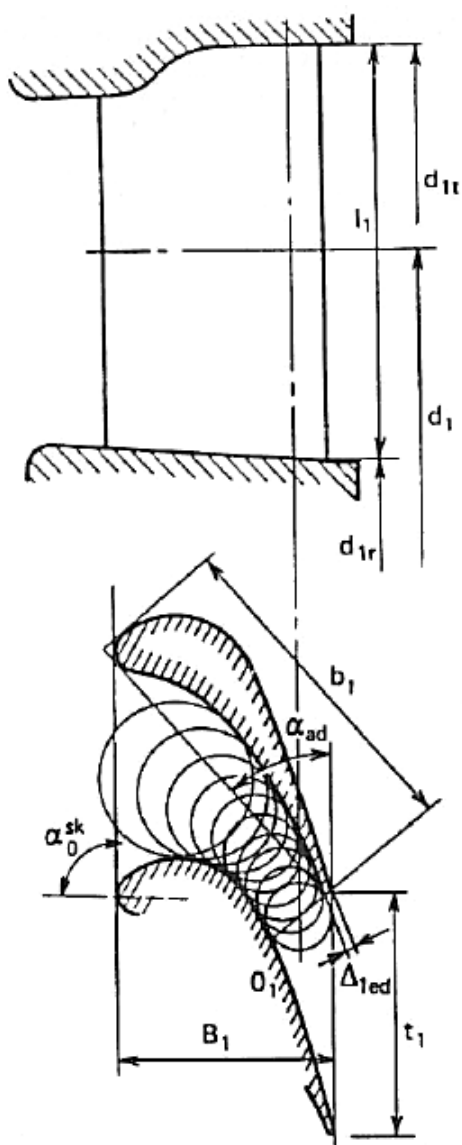
3.5. Geometrijske i plinsko-dinamičke karakteristike rešetki turbinskih lopatica

Turbinski stupanj se sastoji od rešetki statorskih i rotorskih lopatica.

Statorka rešetka je kombinacija statorskih lopatica učvršćenih u stator turbine.

Rotorska rešetka je kombinacija rotorskih lopatica turbinskog stupnja, pričvršćenih na rotor turbine. Sve lopatice statorsche rešetke imaju isti profil i razmještene su na jednakim udaljenostima jedna od druge. Slično, sve rotorske lopatice su razmještene na jednakim udaljenostima jedna od druge i imaju jednake profile.

Geometrijske karakteristike statorsche rešetke aksijalnog turbinskog stupnja prikazane su na slici 3.17. Slika prikazuje meridionalni presjek (presjek s ravninom koja prolazi kroz os turbine) i razvijeni cilindrični presjek po srednjem promjeru stupnja.



Slika 3.17 Geometrijske karakteristike rešetke statorskih lopatica

Gubici energije i ostale plinsko - dinamičke karakteristike rešetke lopatica ovise o geometrijskom obliku kanala između susjednih lopatica koji je u potpunosti određen profilom lopatica. Stoga, tip i oblik profila lopatice rešetke moraju biti smatrani kao osnovne geometrijske karakteristike rešetke. Rešetka lopatica prikazana na slici 3.17 ima konvergentne lopatične kanale i oblik profila je tipičan za podzvučne brzine strujanja. Oblici profila za ostale uvjete strujanja bit će analizirani poslije.

Sada će biti analizirane geometrijske karakteristike statorsche rešetke koje se najčešće koriste u praksi:

- korak rešetke t_1 je udaljenost između susjednih profila; on se mjeri pomoću dužine linije koja spaja identične točke dva susjedna profila;
- grlo O_1 je veličina minimalnog poprečnog presjeka lopatičnog kanala na izlazu iz rešetke lopatica; ono se mjeri pomoću promjera kruga upisanog unutar kanala;

- efektivni izlazni kut $\alpha_{1ef} = \arcsin(O_1/t_1)$ je geometrijski parametar koji uvelike određuje smjer toka koji izlazi iz rešetke lopatica;
- tetiva profila b_1 je udaljenost između ekstremnih točaka profila (u cilindričnom presjeku);
- širina rešetke B_1 je udaljenost duž okomice na frontu rešetke; fronta rešetke je linija paralelna sa smjerom obodne brzine rotorskih lopatica;
- kut ugradnje profila u rešetki, α_u , je kut između smjera suprotno obodnoj brzini i tangente koja spaja ulazni i izlazni brid profila; mijenjajući kut ugradnje unutar malog područja, moguće je dobiti različite vrijednosti efektivnog izlaznog kuta α_{1ef} u rešetki;
- debljina izlaznog brida lopatice Δ_{1br} je promjer kruga upisanog u konturu profila uz izlazni brid;
- visina (dužina) lopatice na izlazu iz rešetke lopatica, l_1 , je dimenzija lopatičnog kanala na izlazu iz rešetke, mjerena u radijalnom smjeru stupnja;
- srednji promjer rešetke, d_1 , je promjer kruga koji prolazi kroz točke na polovici visine (dužine) lopatica;
- stupanj parcijalnosti e je omjer dužine luka kojeg zauzimaju statorsche lopatice, L , i cjelokupnog opsega po srednjem promjeru rešetke:

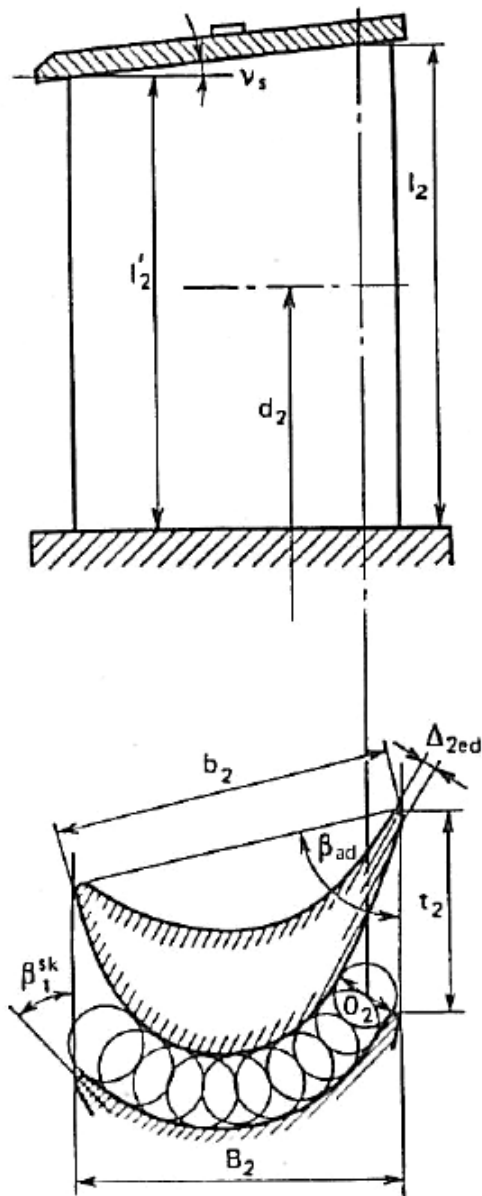
$$e = \frac{L}{\pi d_1}. \quad (3.59)$$

Te definicije geometrijskih karakteristika statorsche rešetke su također ispravne i za rešetku rotorskih lopatica. Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica su dane na slici 3.18 i imaju sljedeće oznake (po redu kako su bile prethodno navedene slične karakteristike rešetke statorskih lopatica): t_2 , O_2 , $\beta_{2ef} = \arcsin(O_2/t_2)$, b_2 , B_2 , u , Δ_{2br} , l_2 i d_2 . Rešetka prikazana na slici 3.18 je akcijskog tipa. Za rešetke rotorskih lopatica reakcijskog stupnja, profili rotorskih lopatica po svojoj konfiguraciji nisu različiti od statorskih profila.

Dodatna koncepcija za karakteriziranje profila u rešetki lopatica je kut skeletnice ulaznog brida profila u rešetki (α_{0sk} , β_{1sk}) koji je u kut između tangente na srednju liniju profila (skeletnicu profila) na ulazu u rešetku i smjera obodne brzine. Srednja linija profila (skeletnica) je linija čije su točke jednako udaljene od konture profila. Za statorsche lopatice i

reakcijske rotorske lopatice, kut skeletnice ulaznog brida, α_{0sk} , β_{1sk} , je često blizu 90° , dok je za rešetke akcijskog tipa, β_{1sk} bitno manji od 90° .

Uz te apsolutne geometrijske karakteristike, također su veoma često u upotrebi i relativni geometrijski parametri rešetke lopatica: relativni korak $t_{rel} = t/b$, relativna visina $l_{rel} = l/b$; relativna debljina izlaznog brida $\Delta_{br,rel} = \Delta_{br}/O$, vitkost lopatica $1/\theta = l/d$, itd. Relativni geometrijski parametri omogućuju grupiranje sličnih rešetki lopatica s različitim apsolutnim



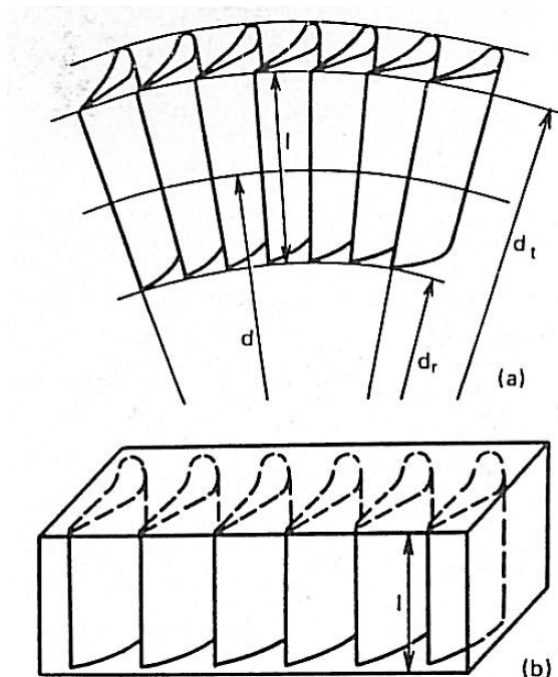
Slika 3.18 Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica

$d_{1v} = d_1 + l_1$, korak je $t_{1t} > t_1$. Stoga, ako je b_1 konstantno duž visine lopatica rešetke, relativni korak raste po visini lopatice, kao i veličine grla O_1 i efektivnog izlaznog kuta α_{1ef} .

geometrijskim parametrima. Ako, npr., neke statrorske rešetke imaju različite tetive b_1 svojih profila, ali su profili geometrijski slični i imaju jednake bezdimenzionalne parametre $t_{rel,1} = konst.$, $l_{rel,1} = konst.$, $\theta = konst.$, itd., lopatični kanali u tim rešetkama bit će geometrijski slični, i stoga, tokovi radnog fluida u tim kanalima bit će također slični (što znači da se strujanje odvija pod istim uvjetima, tj. $Ma_{1t} = c_{1t}/a_1 = konst.$, $Re_{1t} = c_{1t}b_1/\nu = konst.$, itd., gdje je ν kinematička viskoznost pare ili plina). Zbog toga, gubici energije strujanja u tim rešetkama te druge plinsko - dinamičke karakteristike tih tokova bit će također identične.

Kod stvarnih turbina, sve rešetke su cilindrične ili prstenaste. Karakteristični bezdimenzionalni parametar prstenaste rešetke je vitkost $1/\theta = l/d$. Treba naglasiti da se korak t profila u prstenastoj rešetki mijenja duž visine lopatice, točno, raste s promjerom. Npr., kod razvijenog cilindričnog presjeka po srednjem promjeru statrorske rešetke, slika 3.17, korak je jednak t_1 ; na presjeku po korijenom promjeru, $d_{1k} = d_1 - l_1$, korak je $t_{1k} < t_1$, i za presjek po promjeru na vrhu lopatice

Izdvojeno od prstenaste rešetke lopatica, često se koristi koncept ravninske rešetke, tj. rešetka koja ima beskonačno veliki promjer d . Ravninska rešetka ima konstantni korak po svojoj visini. Model ravninske rešetke profila, koji se koristi prilikom laboratorijskih testiranja plinsko - dinamičkih karakteristika prikazan je na slici 3.19b. Koncept ravninske rešetke lopatica također je našao primjenu kod teorijskih studija rešetki lopatica turbostrojeva.

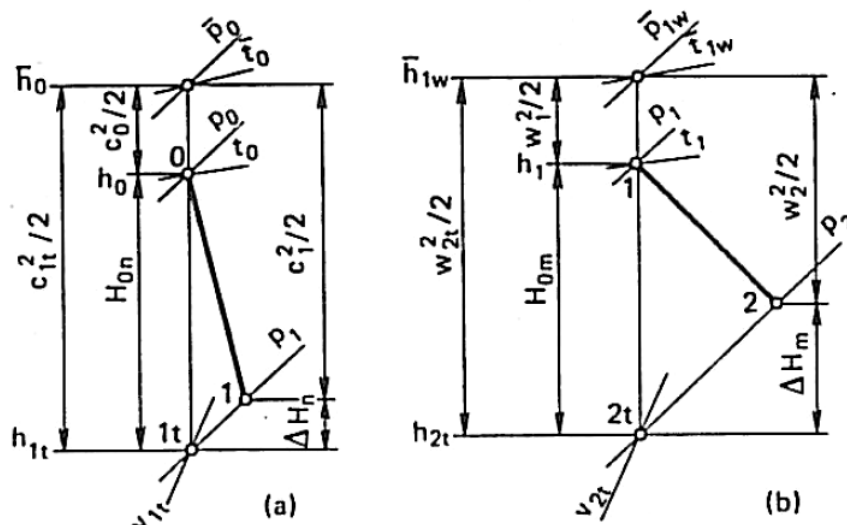


Slika 3.19 Modeli rešetki lopatica: a) cilindrična, b) ravninska

Plinsko - dinamičke karakteristike rešetki lopatica su bitne za termodinamički proračun turbinskog stupnja. Njihove vrijednosti mogu se odrediti analitički, ali puno češće se one određuju eksperimentalno. Osnovna plinsko - dinamička karakteristika uključuje koeficijent gubitaka energije, koeficijent protoka i kut toka fluida na izlazu iz rešetke.

Koeficijent gubitaka energije rešetke je omjer gubitaka energije prilikom strujanja i raspoložive energije toka u rešetki. Procesi za tokove u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica su prikazani u $h - s$ dijagramu na slikama 3.20a i 3.20b. Gubici energije u tim rešetkama su definirani kao razlika između stvarne entalpije iza rešetke kod stvarnog strujanja i teorijske entalpije iza rešetke za pretpostavljeno izentropsko strujanje. Gubici energije u statorskoj rešetki mogu se odrediti kao $\Delta H_s = h_1 - h_{1t}$, a kod rotorske rešetke kao $\Delta H_r = h_2 - h_{2t}$. Ti gubici predstavljaju dio mehaničke energije koji se troši za savladavanje sila trenja i ostalih otpora u rešetki lopatica. Oni se pretvaraju u toplinu i vraćaju u tok kod nižeg

termodinamičkog potencijala, na taj način povećavajući entalpiju i entropiju toka na izlazu iz rešetke.



Slika 3.20 h - s dijagram procesa u rešetki statorskih (a) i rotorskih (b) lopatica

Raspoloživa energija rešetke definirana je kao razlika između zaustavne entalpije ispred rešetke (za rotorsku rešetku to je zaustavna entalpija relativnog strujanja) i entalpije iza rešetke u slučaju izentropskog strujanja; stoga je raspoloživa energija jednaka $h_{0*} - h_{1t}$ za statorsku rešetku i $h_{1w*} - h_{2t}$ za rotorsku rešetku.

Na taj način koeficijent gubitaka energije za statorsku rešetku iznosi:

$$\zeta_s = \frac{H_s}{h_{0*} - h_{1t}} \quad (3.60)$$

i za rotorsku rešetku:

$$\zeta_r = \frac{\Delta H_r}{h_{1w*} - h_{2t}} \quad (3.61)$$

Koeficijenti gubitaka energije ζ_s i ζ_r i koeficijenti brzina φ i ψ su u međusobnoj vezi. Ako se gubici energije u rešetkama izraze preko razlika kinetičkih energija teorijskog toka na izlazu iz rešetke i stvarnog prosječnog toka i raspoložive energije rešetke kao kinetičke energije na izlazu iz rešetke u slučaju izentropskog strujanja, jednažbe (3.60) i (3.61) mogu se transformirati u sljedeći oblik:

$$\zeta_s = \frac{c_{1t}^2/2 - c_1^2/2}{c_{1t}^2/2} = 1 - \varphi^2 \quad (3.62)$$

$$\zeta_r = \frac{w_{2t}^2/2 - w_2^2/2}{w_{2t}^2/2} = 1 - \psi^2 \quad (3.63)$$

Ako su karakteristike rešetke ζ_s i ζ_r poznate, mogu se veoma jednostavno odrediti koeficijenti brzina φ i ψ , koji se također smatraju plinsko - dinamičkim karakteristikama rešetke lopatica.

Koeficijenti gubitaka energije rešetke lopatica ovise o geometriji lopatica i parametrima toka (Machovom i Reynoldsovom broju, kutevima strujanja, itd.).

Koeficijent protoka rešetke lopatica je omjer stvarnog masenog protoka kroz rešetku i teorijskog masenog protoka radnog fluida kroz rešetku:

$$\mu = G/G_t. \quad (3.64)$$

Teorijski maseni protok za rešetke s konvergentnim kanalima uz podzvučne brzine strujanja računa se pomoću površine izlaznog poprečnog presjeka okomitog na smjer strujanja i pomoću teorijskih parametara toka u tom presjeku. Tako za statorsku rešetku vrijedi:

$$G_{1t} = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}}, \quad (3.65)$$

gdje $F_1 = l_1 O_1 z_1$; z_1 je broj statorskih kanala u rešetki; c_{1t} i v_{1t} su teorijska brzina i specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke (slika 3.20)

Za rotorsku rešetku vrijedi:

$$G_{2t} = F_2 \frac{w_{2t}}{v_{2t}}, \quad (3.66)$$

gdje je $F_2 = l_2 O_2 z_2$; z_2 broj kanala (ili lopatica) u rotorskoj rešetki; w_{2t} i v_{2t} su teorijska brzina i specifični volumen na izlazu iz rešetke rotorskih lopatica (slika 3.20).

Stvarni maseni protok radnog fluida kroz rešetku lopatica je različit od teorijskog zbog nejednolikog polja brzina u izlaznom presjeku rešetke. Ta nejednolikost je povezana s pojavom graničnih slojeva na konveksnim i konkavnim površinama lopatica te na cilindričnim površinama koje omeđuju kanale odozgo i odozdo i također s nejednolikošću polja tlaka u izlaznom presjeku kanala: tlak na konveksnoj strani lopatice ("leđima") je niži nego na konkavnoj ("trbuhu") strani lopatice. Kada se određuje teorijski maseni protok, tlak u izlaznom presjeku se pretpostavlja konstantnim i jednakim tlaku iza rešetke. Za vlažnu paru, stvarni maseni protok se razlikuje od teorijskog zbog procesa pothlađivanja i prisustva kapljica vlage u toku.

Kada se određuje koeficijent protoka, stvarni maseni protok može se odrediti analitički pomoću teorije graničnog sloja, tj. pomoću proračuna raspodjele brzine u izlaznom presjeku kanala.

Ipak, koeficijent protoka se najčešće određuje pomoću eksperimentalnih mjerenja masenog protoka.

Kod nadzvučnih brzina strujanja na izlazu iz konvergentnih kanala rešetke, teorijski maseni protok kroz rešetku određuje se na osnovu kritičnih parametara u izlaznom presjeku kanala lopatica (kao što je očigledno iz jednažbi (3.65) i (3.66)):

$$G_{1t} = F_1 \frac{c_{1kr}}{v_{1kr}}, \quad (3.67)$$

$$G_{2t} = F_2 \frac{w_{2kr}}{v_{2kr}}, \quad (3.68)$$

Te jednažbe su također primjenjive za određivanje masenog protoka kod nadzvučnih rešetki s divergentnim kanalima, uz zamjenu površine izlaznog presjeka s površinom minimalnog presjeka F_{min} .

Kutevi toka na izlazu iz rešetki, α_1, β_2 , su srednje vrijednosti kuteva smjera vektora stvarnih brzina na izlazu iz rešetki.

Usrednjavajući po koraku t i visini lopatice l , mogu se odrediti, uz korištenje jednažbe količine gibanja; npr., kut toka na izlazu iz statorske rešetke može se odrediti pomoću jednažbe:

$$\sin \alpha_1 = \frac{\iint_{(l)(t)} \sin \alpha_1 \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl}{\iint_{(l)(t)} \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl} \quad (3.69)$$

U pravilu, stvarni izlazni kutevi toka kod rešetki određuju se eksperimentalno. Ako ne postoje eksperimentalni podaci, stvarni izlazni kut za moderne aerodinamički savršene lopatice rešetki kod podzvučnih brzina može se uzeti da je jednak efektivnom izlaznom kutu:

za statorske rešetke

$$\sin \alpha_1 \cong \sin \alpha_{1ef} = O_1/t_1, \quad (3.70)$$

i za rotorske rešetke

$$\sin \beta_2 \cong \sin \beta_{2ef} = O_2/t_2, \quad (3.71)$$

Kod većine rešetki, razlika između stvarnog i efektivnog kuta nije velika. Kod rešetki s visokim koeficijentom gubitka energije, stvarni izlazni kut je uvijek veći nego efektivni izlazni kut.

3.5.1. *Utjecaj geometrijskih i parametara strujanja na gubitke energije u turbinskoj rešetki*

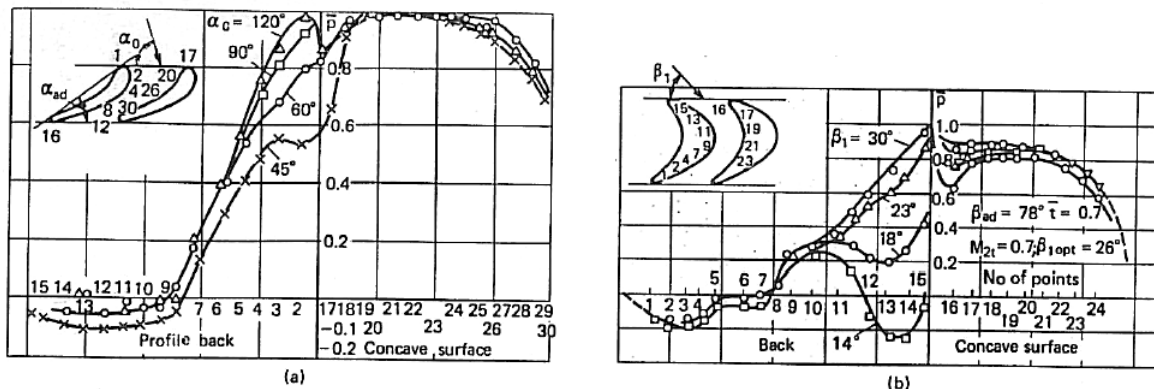
Dobra je praksa analizirati gubitke energije u rešetkama lopatica analizirajući njihove komponente. Ukupni (kombinirani) gubici u rešetki lopatica, koji su obračunati s koeficijentom gubitka energije su suma profilnih gubitaka i gubitaka na rubnim površinama:

$$\zeta = \zeta_{pr} + \zeta_{rub}. \quad (3.72)$$

Profilni gubici se pojavljuju na lopaticama na beskonačno velikim dužinama dok pojave vezane uz strujanje uz rubne površine kanala rešetke, što rezultira gubicima na rubu, nemaju značajniji utjecaj na ukupne gubitke energije. Profilni gubici mogu se uvjetno podijeliti na gubitke trenja, izlaznog brida i udarnih valova:

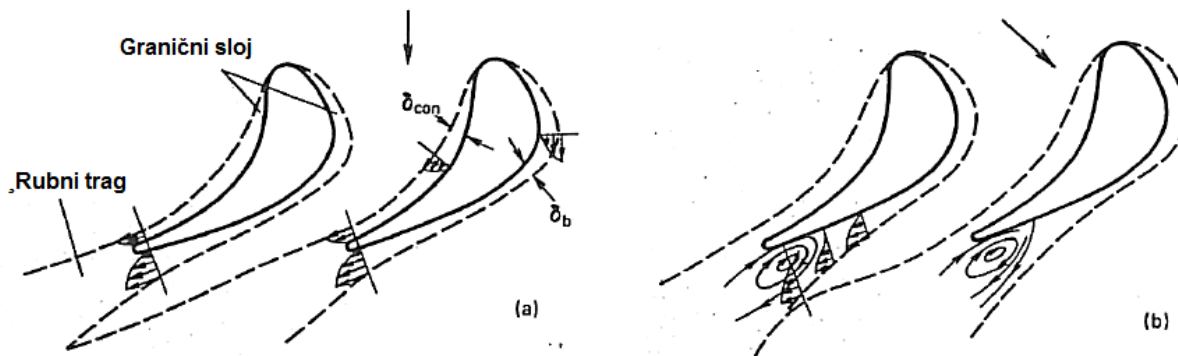
$$\zeta_{pr} = \zeta_{tr} + \zeta_{ibr} + \zeta_{uv}. \quad (3.73)$$

Gubitak zbog trenja ζ_{tr} povezan je s tokom u graničnim slojevima na konkavnoj strani i leđima lopatice, dalje od krajeva lopatice, tj. taj gubitak je određen trenjem na površini lopatice i gubitkom energije zbog zaustavljanja toka od strane tih površina. Gubitak trenja je veći kod većih debljina graničnog sloja. Nastajanje graničnog sloja je povezano s raspodjelom tlaka preko konture profila lopatice, i stoga, s raspodjelom brzina koje su jednoznačno određene tlakom na profilu u skladu s jednadžbom (3.10). Tipične linije raspodjele tlaka preko konture profila statorskih i rotorskih rešetki lopatica (akcijskog tipa) za različite kuteve toka na njihovom ulazu prikazane su na slici 3.21.



Slika 3.21 Raspodjela tlaka preko rešetke statorskih (a) i acijskih rotorskih profila (b)

I za statorsku i za rotorsku rešetku lopatica, srednji tlak na konkavnoj površini profila je bitno veći nego na leđima lopatice. Integrirajući projekcije na smjer obodne brzine sila tlaka na površinu lopatice moguće je odrediti obodnu silu koja djeluje na rotorsku lopaticu, R_u . Koristeći linije raspodjele tlaka, mogu se međusobno razdvojiti područja konfuzorskog i difuzorskog strujanja na površini profila. Ako tlak opada u smjeru strujanja (i brzine raste), tada je tu konfuzorsko područje; ako je obrnuto tada je tu difuzorsko područje. Kod tokova koji se ubrzavaju (u konfuzorskom području), debljina graničnog sloja (i δ_{konk} i δ_{konv}) raste polagano, dok u difuzorskom području debljina graničnog sloja raste puno intenzivnije, slika 3.22, što ima za posljedicu u ponekim slučajevima zaustavljanje toka na leđima lopatice u tom području. Zaustavljanje toka ima za posljedicu formiranje vrtloga koji se periodički odcjepljuju i odnose iza rešetke lopatica. Formiranje vrtloga zahtijeva određenu količinu energije, tako da rešetke lopatica kod kojih postoji sklonost stvaranju područja stagnacije toka imaju tipično visoke koeficijente gubitaka energije. Da bi se izbjegla pojava područja stagnacije, statorske i rotorske rešetke se konstruiraju tako da osiguravaju konfuzorski tip toka duž čitavog konveksnog i konkavnog dijela profila. Izuzetak je malo područje na izlaznom dijelu leđa lopatica (kod aksijalnih rešetki), gdje je tok difuzorskog tipa i debljina graničnog sloja raste intenzivno.



Slika 3.22 Shematski prikaz raspodjele graničnog sloja preko profila lopatica:
a) kontinuirani tok, b) sa zaustavljanjem toka na leđima lopatice

Gubitak izlaznog brida ζ_{ibr} povezan je s vrtložnošću iza bridova profila i s iznenadnom ekspanzijom toka iza njih. Kako tok napušta izlazni brid i odvaja se, on formira vrtloge koji se periodički odcjepljuju niz struju. Granični slojevi i vrtlozi koji napuštaju konturu profila formiraju tzv. vrtložni trag iza bridova lopatica u kojem, kako je zapaženo, parametri toka bit će bitno neuniformni, tj. postoje oscilacije u veličini i smjeru vektora brzine, statičkog tlaka, itd. Najveće neuniformnosti parametara se zamjećuju upravo iza brida. Niz tok, širina vrtložnog traga raste zbog međusobnog djelovanja s glavnim tokom, polje brzine postaje sve manje i manje neuniformno, i srednja vrijednost statičkog tlaka toka raste. Nakon izjednačavanja parametara u vrtložnom tragu, srednja vrijednost brzine toka opada, i stoga, gubici energije u toku rastu.

Gubitak izlaznog brida u rešetki uglavnom je određen omjerom debljine izlaznog brida profila i veličine grla rešetke na izlazu. Za statorske rešetke reakcijskog tipa, gubitak izlaznog brida može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\zeta_{ibr} = 0,18\Delta_{1br}/O_1 \quad (3.74)$$

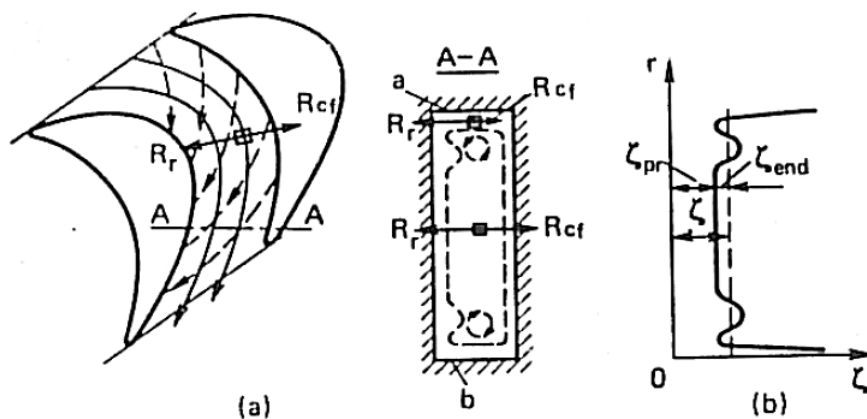
Gubitak udarnog vala povezan je s pojavom udarnih valova koji mogu nastati tokom strujanja na izlazu iz rešetke kod nadzvučnih i podzvučnih brzina. Udarni valovi tokom strujanja mogu djelovati na granični sloj na profilu, uvjetujući njihovo zadebljavanje i ponekad odvajanje, što ima za posljedicu povećanje gubitaka energije u rešetki. Osim toga, disipacija energije koja se očekuje u udarnim valovima može također povećati gubitke energije u rešetki lopatica. Gubitak energije zbog udarnih valova rastu s porastom Machovog Ma broja strujanja u rešetki.

Gubici ruba (kraja lopatica) u rešetkama lopatica su povezani s određenim pojavama koje se zamjećuju u tokovima uz vrhove lopatica i određuju se kao razlika između ukupnih i profilnih gubitaka energije u rešetki (jednadžba (3.72)):

$$\zeta_{rub} = \zeta - \zeta_{pr}$$

Ta pojava, koja se naziva sekundarno strujanje, uvjetovana je promjenom gradijenta tlaka u kanalu rešetke, nastajanjem graničnog sloja na rubnim stijenkama kanala i graničnim slojem na leđima profila. Sekundarni tokovi mogu se pojaviti u područjima do rubnih površina a i b kanala rešetke, slika 3.23. Kao što je poznato, gradijent tlaka koji djeluje poprečno na jezgru toka (izvan graničnog sloja) i pojavljuje se zbog krivolinijskog strujanja, prenosi se u granični sloj na rubnim površinama. Čestice u tom sloju, koje su, zbog svojih malih brzina pod djelovanjem relativno malih centrifugalnih sila, poprimaju poprečnu komponentu brzine pod djelovanjem tog gradijenta tlaka.

To stvara vrtložnost u graničnom sloju uz rubnu površinu i dolazi do toka u smjeru od konkavne površine k leđima narednog profila. Međusobno djelovanje dva granična sloja, glavnog i graničnog sloja uz rubnu površinu koji struji po dužini leđa, uvjetuje zadebljanje graničnog sloja. Uz rubne površine kanala lopatica stoga imamo vrtložno strujanje i zamjećuje se sekundarni vrtlog.



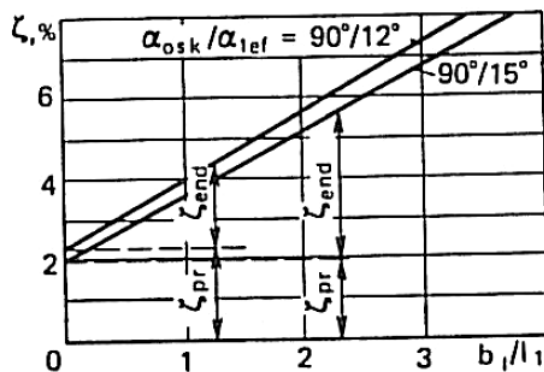
Slika 3.23 Sekundarno strujanje u rešetkama lopatica:
a) shematski prikaz sekundarnog toka uz rubnu površinu kanala lopatica,
b) raspodjela lokalnih koeficijenata gubitaka energije po visini lopatice

Promjena lokalnih koeficijenata gubitaka energije po visini lopatice, što je prikazano na slici 3.23b, pokazuje da gubici energije rastu kako se približava krajevima (vrhovima) lopatica. Slika također prikazuje profilne gubitke energije koji su jednaki lokalnim gubicima energije

na srednjem dijelu lopatice, i gubitke na rubu koji su jednaki ukupnoj vrijednosti gubitaka po visini lopatice umanjenoj za profilne gubitke. Priroda sekundarnih strujanja i raspodjela gubitaka energije se ne mijenja kako se visina lopatica umanjuje do određene vrijednosti. Kod lopatica s relativno malom visinom krivulje, promjene gubitaka uz krajeve lopatice se iskrivljuju zbog spajanja sekundarnih strujanja uz gornju i donju rubnu površinu. Stoga, gubici energije ruba rastu sa smanjenjem visine lopatica i intenzitet njihovog rasta je veći kod relativno kraćih lopatica, tj. kada se sekundarno strujanje susreće na oba kraja lopatice.

Slika 3.24 prikazuje ovisnost gubitaka energije o omjeru $b_1/l_1 = 1/\bar{l}_1$ za ravninsku rešetku statorskih lopatica tip S-90-12A i S-90-15A; slika također prikazuje podjelu koeficijenta ζ ukupnih gubitaka energije na komponente ζ_{pr} i ζ_{rub} . Kako $1/\bar{l}_1$ raste, gubici ruba rastu linearno ako utjecaj sekundarnih strujanja nije pribrojen. Poslije njihovog pribrajanja, gubici ruba rastu puno intenzivnije.

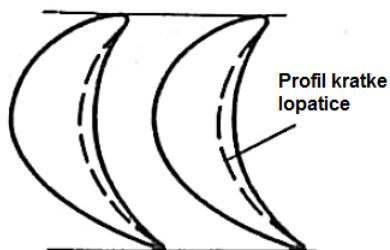
Zbog toga su gubici energije veći kada je relativna visina statorskih i rotorskih lopatica manja. Iz tog razloga, strujni dio turbinskih stupnjeva treba biti konstruiran sa zadovoljavajućom relativnom visinom lopatica.



Slika 3.24 Gubici energije u statorskoj rešetki sastavljenoj od profila S-90-12A i S-90-15A u ovisnosti o relativnoj visini lopatice

Uz relativnu visinu, na gubitke ruba u rešetkama lopatica mogu utjecati i ostali parametri: kut zakreta $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1sk} + \beta_{2ef})$ za koji je rešetka konstruirana; relativni korak t ; oblik profila; kut vektora brzine na ulazu u rešetku; Machov Ma i Reynoldsov Re broj. Gubici ruba mogu se mijenjati pod djelovanjem tih faktora zbog promjene gradijenta tlaka u smjeru od konkavne površine k leđima lopatice i promjene debljine graničnog sloja na rubovima površina i leđima profila, specijalno u difuznom području na izlazu iz rešetke. Npr., porast kuta zakretanja toka u rešetki ima za posljedicu veći gradijent tlaka između konkavne

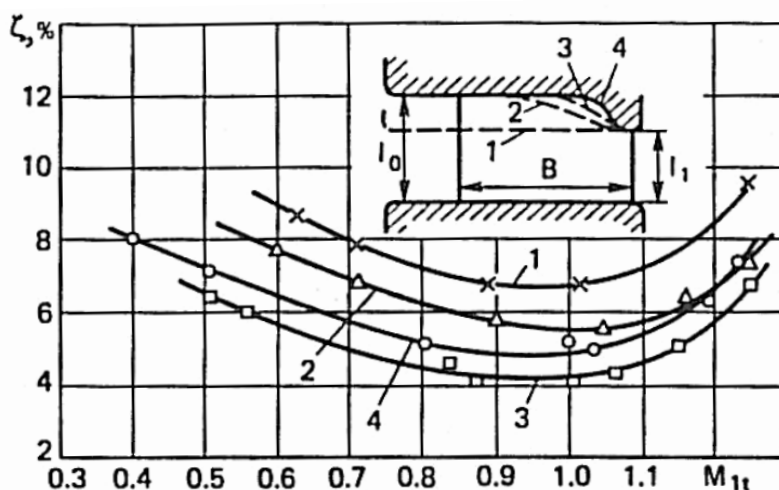
površine i leđa profila, i zbog toga, veće gubitke ruba. Kod visokih podzvučnih brzina u rešetkama lopatica s konvergentnim kanalima, porast Machovog broja uvjetuje stanjivanje graničnih slojeva i u skladu s tim smanjenje gubitaka energije ruba. Slično porast Reynoldsovog broja (u područjima njegovih nižih vrijednosti) snizuje gubitke ruba.



Slika 3.25 Profili akcijskih lopatica male visine u usporedbi s lopaticama velike i srednje visine

Da bi se smanjili gubici ruba provode se specijalne mjere kod profiliranja kratkih lopatica. Kod rešetki akcijskog tipa s kratkim lopaticama, kanali koje one čine, izvode se češće kao divergentno-konvergentni nego s konstantnim presjekom (slika 3.25). Zbog velike divergencije na izlaznom dijelu kanala, granični sloj na leđima lopatice postaje tanji, što ima za posljedicu niže gubitke energije ruba.

Kod rešetki statorskih lopatica male visine, gubici ruba se smanjuju pomoću meridionalnog profiliranja lopatičnih kanala. To profiliranje statorske rešetke za četiri različita oblika (1 - 4) periferne meridionalne konture lopatice prikazano je na slici 3.26.



Slika 3.26 Koeficijent gubitaka u statorskoj rešetki s $\bar{l}_1 = 0,5$ i $\Delta l = 0,33l_1$, u ovisnosti o Ma i obliku meridionalne konture kanala lopatica

Porast visine lopatice na početnom dijelu kanala ($l_0 > l_1$) ima za posljedicu smanjenje brzine, i zbog toga, smanjenje poprečnog gradijenta tlaka i sekundarnih strujanja; ta određena konvergencija toka u području zakošene sekcije ima za posljedicu manje debljine graničnih slojeva na površinama lopatica i, u skladu s tim, manje gubitke ruba u rešetki. Meridionalno

profiliranje može smanjiti gubitke u statrorskoj rešetki za 1 do 3% kod relativnih visina $\bar{l}_1 = 0,2$ do $0,5$. Uz upotrebu meridionalnog profiliranja na izlazu kod prstenaste statrorske rešetke, moguće je smanjiti gradijent statičkog tlaka po visini lopatica u prostoru između statrorskih i rotorskih lopatica.

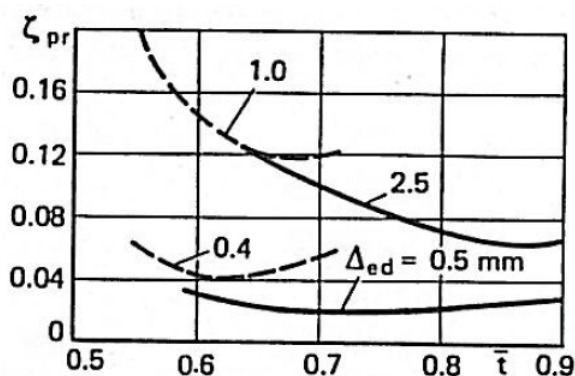
Kada su bile analizirane komponente gubitaka energije u rešetki lopatica, parcijalno je analiziran utjecaj određenih geometrijskih i strujnih parametara na gubitke energije. Sada će biti provedena analiza ovisnosti ukupnih gubitaka energije o osnovnim geometrijskim i strujnim parametrima.

3.5.2. Utjecaj relativne visine

S promjenom relativne visine lopatica, ukupni gubici energije u rešetki lopatica ovise o promjeni gubitaka ruba. Ta relacija je prikazana na slici 3.24.

3.5.3. Utjecaj relativnog koraka profila u rešetki

S promjenom relativnog koraka \bar{t} rešetke koja se sastoji od jednakih profila, sve komponente gubitaka energije, tj. i profilni gubici i gubici ruba, se mijenjaju, slika 3.27. Veličina relativnog koraka koja odgovara minimalnim gubicima energije u rešetki naziva se optimalni korak \bar{t}_{opt} .



Slika 3.27 Koeficijent gubitaka energije u ovisnosti o relativnom koraku i debljini izlaznog profila brida lopatica:

----- - profil C-90-15A, $b_1 = 50$ mm

- - - - - profil P-30-21A, $b_2 = 25$ mm

Porast relativnog koraka preko \bar{t}_{opt} mijenja oblik lopatičnih kanala i u skladu s tim raspodjelu tlaka preko profila lopatice. To produženje kose sekcije i divergencije izlaznog dijela leđa lopatice ima za posljedicu povećanje gubitaka trenja u rešetki. Zbog toga, porast \bar{t} prouzrokuje veći gradijent tlaka u kanalu između konkavne površine jedne lopatice i leđa susjedne, i time i porast gubitaka ruba. Smanjenje relativnog koraka \bar{t} ispod optimalne

vrijednosti povisuje gubitak ruba zbog smanjenja grla kanala i samim time povećanja relativne debljine izlaznog brida (3.74). U tom slučaju, gubitak trenja raste zbog neoptimalne

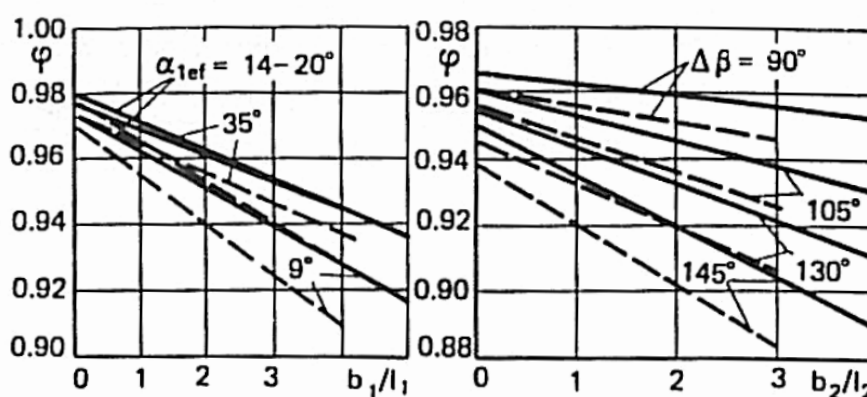
raspodjele tlaka preko profila i smanjenja površine poprečnog presjeka strujanja u kanalu izvan graničnog sloja. Smanjenjem relativnog koraka, gubitak ruba opada zbog manjeg gradijenta tlaka u kanalu između konkavne površine i leđa profila.

Kod rešetki akcijskog tipa, promjene relativnog koraka imaju intenzivniji utjecaj na gubitke energije nego kod rešetki reakcijskog tipa. Ta činjenica se može istražiti pažljivom promjenom oblika lopatičnih kanala kod akcijskih rešetki.

3.5.4. Utjecaj kuta zakreta toka u rešetki

I profilni gubici i gubici ruba ovise o kutu zakreta toka, tj. o $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1sk} + \beta_{2ef})$ za rotorske lopatice i o $\Delta\alpha = 180^\circ - (\alpha_{0sk} + \alpha_{1sk})$ za statorske lopatice. Uz velike kuteve zakreta i u skladu s tim male izlazne kuteve α_1 i β_2 , dužina kose sekcije u lopatičnom kanalu raste, kao i relativna debljina izlaznog brida (budući da veličina grla kanala se smanjuje). Velika dužina kosog presjeka rešetke uvjetuje povećanje debljine graničnog sloja na leđima lopatice i samim time i povećanje gubitka trenja, dok velika relativna debljina izlaznog brida ima za posljedicu povećanje gubitka energije izlaznog brida. Veliki kut zakreta također povećava gubitak ruba zbog povećanja gradijenta tlaka u kanalu rešetke između konkavne površine i leđa lopatice.

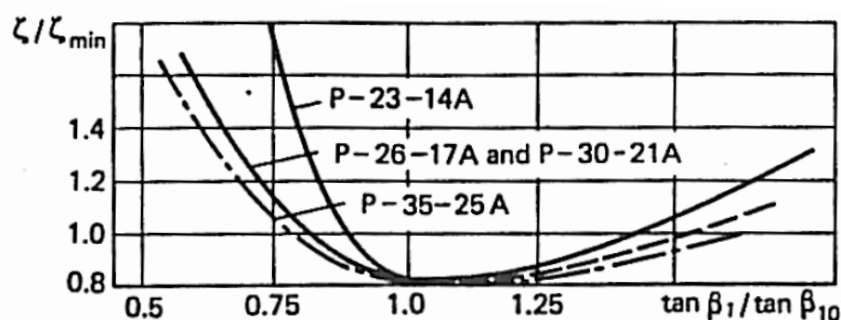
Zbog toga, uz porast kuta zakreta toka u rešetki lopatica, ukupni gubici energije u rešetki rastu, a koeficijenti brzine opadaju, slika 3.28. Krivulje prikazane na slici 3.28 mogu se koristiti kod približnih proračuna turbinskih stupnjeva.



Slika 3.28 Koeficijent brzine za rešetke statorskih i rotorskih lopatica u ovisnosti o omjeru b/l i kutu zakreta toka u rešetki

3.5.5. Utjecaj ulaznog kuta toka

Promjene režima rada turbinskog stupnja uvjetuju promjene ulaznog kuta toka u rešetku statorskih lopatica, α_0 , i rešetku rotorskih lopatica β_1 , što dalje ima za posljedicu promjenu raspodjele tlaka (kao također i brzina) po profilu, koja ima odlučujući utjecaj na stvaranje graničnog sloja na profilu, i stoga, na gubitke energije u rešetki. Kao što se može pokazati eksperimentalno, minimalni gubici u rešetki lopatica dobivaju se kada se ulazni kutevi podudaraju s kutem skeletnice na ulaznom bridu. Za rotorske lopatice s $\beta_{1sk} > 90^\circ$, ulazni kut β_{10} odgovarat će minimalnim gubicima ako je u području $[\beta_{1sk} + (2 - 6^\circ)] > \beta_{10} > \beta_{1sk}$. Uz ulazni kut β_{10} manji od optimalne vrijednosti β_{10} gubici energije rastu značajnije nego kada ulazni kut raste preko optimalne vrijednosti, slika 3.29.



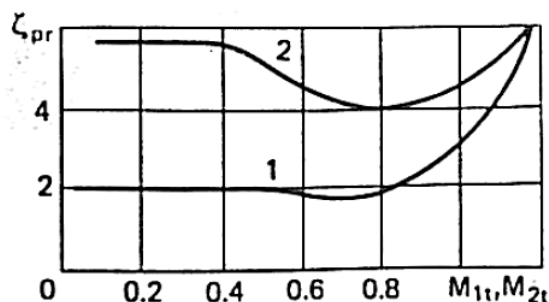
Slika 3.29 Gubici energije u akcijskoj rešetki u ovisnosti o ulaznom kutu toka

Promjena ulaznog kuta u rešetku lopatica uvjetuje promjenu dijagrama raspodjele tlaka po profilu u području ulaznog brida. Uz ulazne kuteve ispod optimalnih, stvara se na leđima profila područje s povećanim brzinama, iza kojeg slijedi difuzorski dio, slika 3.21, koji može uvjetovati zastoj toka uz ulazni brid kod bitnog odstupanja ulaznog kuta, i stoga, porast profilnih i rubnog gubitka energije. Kod ulaznih kuteva ispod optimalnih, slična područja s povećanim brzinama i difuzorskim dijelovima iza njih nastaju na konkavnoj površini na strani ulaznog brida, slika 3.22. U tom slučaju, ipak, zastoj toka može se očekivati samo kod velikih odstupanja ulaznog kuta od optimalne vrijednosti.

3.5.6. Utjecaj Machovog broja Ma na izlazu iz rotorske rešetke

Uz Machove brojeve $Ma < 0,4$, i profilni i rubni gubici energije u konvergentnim kanalima rešetki lopatica ne ovise o Ma broju. Uz $Ma > 0,4$, utjecaj kompresibilnosti radnog fluida postaje značajniji, tako da u području $0,4 < Ma < Ma_{kr}$ (Ma_{kr} je minimalni Ma broj na izlazu iz rešetke kod kojeg se mogu očekivati nadzvučne brzine na leđima profila), gubici energije rastu s porastom Ma broja zbog značajne promjene gradijenta tlaka duž toka

(konvergentnost toka raste); kod brzina $Ma > Ma_{kr}$, gubici energije su uvjetovani u značajnoj mjeri s promjenom gubitaka energije valova što je povezano s pojavom udarnih valova u toku na leđima profila kod $Ma_{kr} < Ma < 1,0$ i iza izlaznog brida kod $Ma < 1,0$, slika 3.30.



Slika 3.30

Profilni gubici u ovisnosti o Ma broju:

1 – statorska rešetka C-90-15A ($\alpha_{1ef} = 12^\circ$),

2 – akcijska rotorska rešetka P-30-21A

3.5.7. Utjecaj Reynoldsovog broja Re na izlazu iz rešetke s podzvučnim brzinama

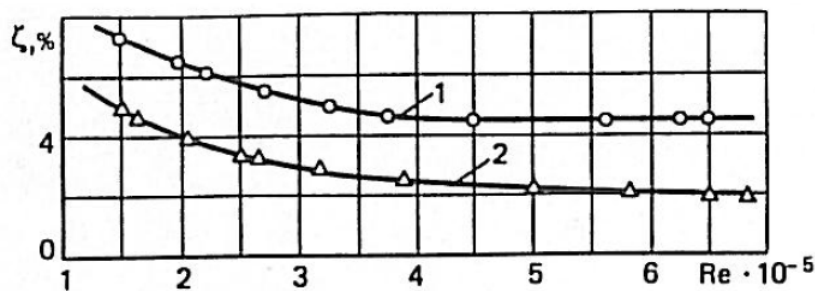
Reynoldsov broj Re određuje uvjete strujanja u graničnom sloju na profilu lopatice i gubitak trenja u tom sloju. Kod nižih Re brojeva, strujanje u graničnom sloju je laminarno; s porastom Re , strujanje postaje turbulentno. Za glatke površine turbinskih lopatica, gubici energije opadaju s porastom Re broja po jednadžbi $\zeta = A Re^{-m}$; njihovo opadanje je puno intenzivnije kod laminarnog toka ($m = 0,5$) nego kod turbulentnog toka ($m \cong 0,14$ do $0,20$). Za turbinske lopatice s hrapavim površinama i kod $Re = 3 \cdot 10^5$ do 10^7 , gubici energije u rešetkama lopatica su neovisni o Re , tj. ovdje se zamjećuje tzv. *self-similarity* strujanje u rešetkama u tom području. Minimalni Reynoldsov broj kod kojeg se pojavljuje *self-similarity* strujanje Re_{ss} ovisi o relativnoj hrapavosti površine h/b (omjer visine hrapavosti h i dužine tetive profila b). Za praktički glatke lopatice, $Re_{ss} \cong 10^7$; kod $h/b \cong 0,001$, $Re \cong 10^5$. Za turbinske lopatice, Re_{ss} je obično jednak 3 do $5 \cdot 10^5$.

Gubici energije u područjima sa znatnom hrapavošću površina (područja *self-similarity* strujanja) ovise o relativnoj hrapavosti. Gubici trenja u rešetkama s profilima turbinskih lopatica zbog relativne hrapavosti mogu se odrediti prema jednadžbi:

$$\zeta_r = 0,19(h/b)^{0,251} \quad (3.75)$$

Uvjeti strujanja u statorskim i rotorskim lopaticama većine turbinskih stupnjeva, s obzirom na Re broj, su obično u području *self-similarity* strujanja. Zbog toga je bitna što niža hrapavost za efikasan rad tih stupnjeva. Rešetke lopatica u posljednjim stupnjevima turbina mogu raditi

pod uvjetima da je $Re < Re_{ss}$, pa zbog toga proračuni tih stupnjeva moraju uzeti u obzir utjecaj Reynoldsovog broja, Slika 3.31.



Slika 3.31 Utjecaj Re broja na profilne gubitke:
1 – za akcijsku rešetku,
2 – za statorske rešetke

Uvjeti strujanja u graničnim slojevima mogu biti pod utjecajem stupnja turbulencije toka, E_0 . Uz porast E_0 od 0 na 10%, profilni gubici energije u rešetki lopatica porastu 1,5 do 2 puta.

3.6. Rad rešetke turbinskih lopatica uz promjenjive uvjete rada. Ekspanzija u kosom području rešetke

3.6.1. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s konvergentnim kanalima

Ovdje će biti provedena analiza promjene masenog protoka pare kroz rešetku lopatica s konvergentnim kanalima, npr., kod statorske rešetke uz promjene tlaka pare na njenom ulazu i izlazu. Ako se u tom slučaju tlak iza rešetke mijenja, dok zaustavni tlak ispred rešetke ostaje nepromijenjen, maseni protok kroz statorsku rešetku u slučaju promjene tlaka iza nje može se odrediti prema jednadžbi (3.29) napisanoj u sljedećem obliku:

$$\left(\frac{G}{G_{kr}}\right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_0} - \varepsilon_{kr}\right)^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1$$

U tom slučaju kritični maseni protok kroz statorsku rešetku se ne mijenja.

Ako se mijenja tlak ispred statorske rešetke, maseni protok se može odrediti pomoću jednadžbi (3.29) i (3.27) napisanih za stvarni maseni protok uz uzimanje u obzir koeficijenta protoka μ_1 , u sljedećem obliku:

$$G_{kr} = \mu_1 \kappa F_1 \sqrt{p_{0*}/v_{0*}}$$

Zbog pogodnosti, poželjno je prethodne dvije jednadžbe spojiti u jednu. Zbog toga se uvode sljedeće veličine stanja:

- p_{0s*} je maksimalni (fiksni) zaustavni tlak ispred statorskih lopatica;

- p_{0*} je trenutni zaustavni tlak kod bilo kojeg režima rada; on se može mijenjati od 0 do p_{0S*} ;
- p_1 je statički tlak iza statorskih lopatica koji se može mijenjati od 0 do p_{0*} ;
- G_{kr} je kritični maseni protok kroz statorsku rešetku kod tlaka p_{0*} ispred rešetke;
- G_{skr} je maksimalni kritični maseni protok (fiksni) kroz statorsku rešetku kod tlaka p_{0S*} ispred rešetke;
- G je trenutni maseni protok kroz rešetku.

Koristeći jednadžbu (3.27), može se odrediti omjer kritičnih masenih protoka G_{kr}/G_{skr} uz konstantni koeficijent protoka μ_1 :

$$G_{kr}/G_{skr} = \sqrt{\frac{p_{0*} v_{0S*}}{p_{0S*} v_0}}$$

Ako entalpija h_0 ispred statorske rešetke nije konstantna, tada:

$$\frac{G_{kr}}{G_{skr}} = \frac{p_{0*}}{p_{0S*}} \sqrt{\frac{T_{0S*}}{T_{0*}}}, \quad (3.76)$$

tj. kritični maseni protok kroz statorsku rešetku je direktno proporcionalan sa zaustavnim tlakom ispred rešetke i obrnuto proporcionalan s kvadratnim korijenom iz zaustavne temperature ispred nje.

Ako se para prigušuje ispred statorske rešetke, tada $h_{0*} = konst.$, $p_{0*}v_{0*} = p_{0S*}v_{0S*}$ i $T_{0*} = T_{0S*}$. Stoga:

$$\frac{G_{kr}}{G_{skr}} = \frac{p_{0*}}{p_{0S*}}, \quad (3.76a)$$

tj. u tom slučaju kritični maseni protok kroz statorsku rešetku je direktno proporcionalan tlaku ispred nje. Jednostavnom transformacijom, jednadžba (3.29) može se reducirati u sljedeći oblik:

$$\left(\frac{G}{G_{skr}} \frac{G_{skr}}{G_{kr}} \right)^2 + \frac{\left(\frac{p_1}{p_{0S*}} - \frac{p_{0*}}{p_{0S*}} \varepsilon_{kr} \right)^2}{\left(\frac{p_0}{p_{0S*}} \right)^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1.$$

Režim rada kod konvergentnih statorskih rešetki može biti okarakteriziran s tri bezdimenzionalna parametra koji mogu biti označeni kako slijedi: $\varepsilon_1 = p_1/p_{0s*}$ - relativni tlak iza rešetke; $\varepsilon_0 = p_{0*}/p_{0s*}$ - relativni tlak ispred rešetke; i $q = G/G_{skr}$ - relativni maseni protok kroz statorsku rešetku.

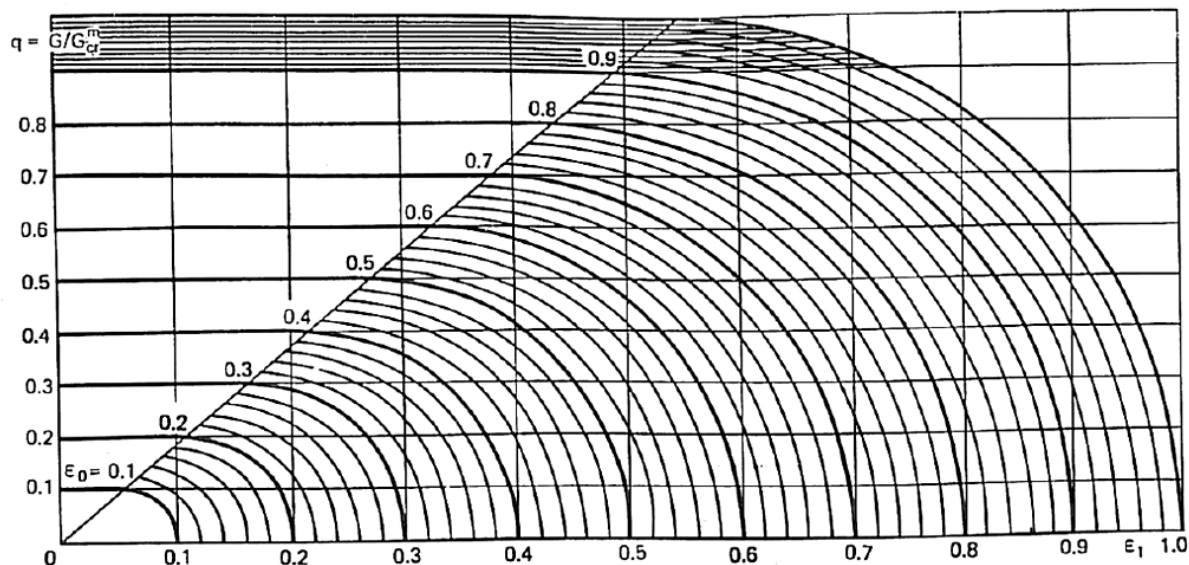
Koristeći te oznake i jednadžbu (3.76) dobiva se :

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0}\right)^2 \frac{T_{0*}}{T_{0s*}} + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{kr})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1.$$

ili uz $T_{0*} = T_{0s*}$,

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_{kr})^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_{kr})^2} = 1. \quad (3.77)$$

Ta relacija je principijelna jednadžba za računanje promjenjivih režima rada u konvergentnim statorskim rešetkama. Jednadžba opisuje familiju elipsi u koordinatama ε_1, q s parametrom ε_0 za svaku krivulju. Centri elipsi imaju koordinate $q_c = \varepsilon_0$; $\varepsilon_{1c} = \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$, i poluosi imaju dimenzije ε_0 duž ordinate i $\varepsilon_0(1 - \varepsilon_{kr})$ duž apscise. Stvarno strujanje u statorskoj rešetki je opisano samo desnim granama elipsi, tj. jednadžbe (3.77) je primjenjiva za $\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$. Kod vrijednosti $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_{kr}$, maseni protok kroz statorsku rešetku je kritičan, tj. $(q/\varepsilon_0)^2 = 1$. Familija elipsi (jednadžba 3.77) i pravaca ($q = \varepsilon_0$) nacrtanih u koordinatama q, ε_1 zove se mreža masenih protoka ili nomogram i prikazan je na slici 3.32. Mreža je grafička korelacija između tri bezdimenzionalna parametra: relativnog masenog protoka q , relativnog tlaka iza rešetke ε_1 , i relativnog tlaka ispred nje, ε_0 . Ona omogućuje proračunavanje promjenjivih režima rada u konvergentnim statorskim i rotorskim rešetkama. U posljednjem slučaju tlak p_{0*} zamjenjuje se zaustavnim tlakom ispred rotorske rešetke pri relativnom strujanju, p_{1w*} , i tlak p_1 se zamjenjuje tlakom iza rotorske rešetke p_2 .



Slika 3.32 Mreža relativnih masenih protoka kroz konvergentne kanale lopatica ($\varepsilon_{kr} = 0,546$)

Mreža na slici 3.32 nacrtana je za pregrijanu paru ($\kappa = 1,3$) uz kritični omjer tlakova $\varepsilon_{kr} = 0,546$ koji odgovara izentropskom strujanju u rešetkama. Kao što je poznato, kritični omjer tlakova stvarnog strujanja (zbog sila trenja) je niži nego teorijska vrijednost, ali mreža za maseni protok dana na slici 3.32 može se koristiti za proračune stvarnih strujanja bez unošenja većih grešaka.

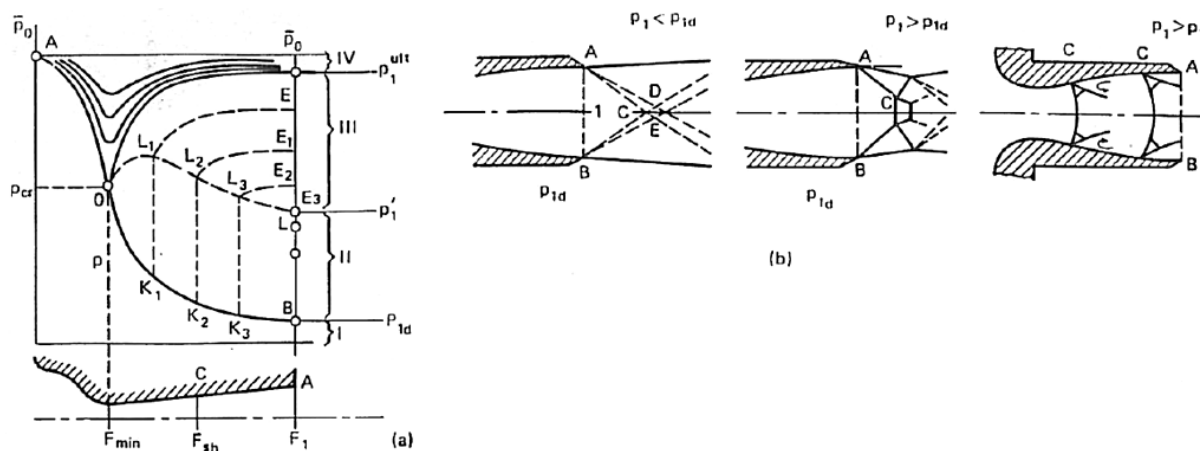
Treba naglasiti da radni uvjeti uz isti Ma broj na izlazu iz rešetke s konvergentnim kanalima i različitim vrijednostima ε_0 , na mreži masenih protoka odgovaraju točkama koje leže na pravcima koji prolaze kroz ishodište koordinata. Zaista, za radne uvjete s $Ma = konst.$ i neku vrijednost ε_0 , zahtijeva se da je $p_1/p_0 = konst.$ ili $(p_1/p_{0s*})(p_{0s*}/p_{0*}) = konst.$, tj. $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 \cdot konst.$, ali $q = \varepsilon_0 G/G_{kr}$. Za $Ma = konst.$, omjer G/G_{kr} je konstantan, i stoga $q = \varepsilon_1 \cdot konst.$ Posljednja jednadžba je jednadžba pravca koji prolazi kroz ishodište koordinata. Npr., svi radni režimi s tlakom na izlazu iz statorske rešetke koji je jednak kritičnom ($Ma = 1,0$) opisani su pravcima koji u mreži odvajaju područje s podzvučnim režimima (mreža elipsi) i područje kritičnih masenih protoka (mreža pravaca).

Koristeći mrežu masenih protoka, može se pronaći bilo koji treći parametar (q , ε_1 , ili ε_0) ako su ostala dva poznata.

3.6.2. Promjenjivi uvjeti rada u rešetki lopatica s divergentnim kanalima

Kako je već ranije bilo rečeno, u izlaznim presjecima divergentnih kanala statorske rešetke (De Lavalova sapnica) moguće je postići nadzvučne brzine. Takve statorske rešetke mogu biti

okarakterizirane s tzv. proračunskim režimom rada pri kojem tlak kontinuirano opada niz tok, dok brzina kontinuirano raste, slika 3.6 ,i postiže na izlazu svoju proračunsku vrijednost koja je određena omjerom površine minimalnog poprečnog presjeka F_{min} i površine izlaznog presjeka F_1 kanala. Taj omjer površina F_{min}/F_1 odgovara proračunskom omjeru tlaka iza statorske rešetke i zaustavnog tlaka ispred nje, p_{1d}/p_{0*} , slika 3.33a. U slučaju proračunskih uvjeta strujanja, brzina u minimalnom poprečnom presjeku je kritična, c_{kr} (ako se zanemari trenje na stijenkama kanala) i brzina na izlaznom presjeku funkcija je omjera površina, $\frac{c_{1t}}{c_{kr}} = f\left(\frac{F_{min}}{F_1}\right)$ (pretpostavljajući da je strujanje izentropsko).



Slika 3.33 Promjenjivi uvjeti rada divergentne De Lavalove sapnice:
a) raspodjela tlaka duž osi sapnice,
b) struktura valova u toku na izlazu iz sapnice uz različite uvjete rada

Sada će biti provedena analiza kako se mijenja raspodjela tlaka duž kanala kada omjer tlakova p_1/p_{0*} odstupa od proračunske vrijednosti p_{1d}/p_{0*} . Pretpostavlja se da je $p_{0*} = konst.$ i da se p_1/p_{0*} mijenja zbog promjene p_1 .

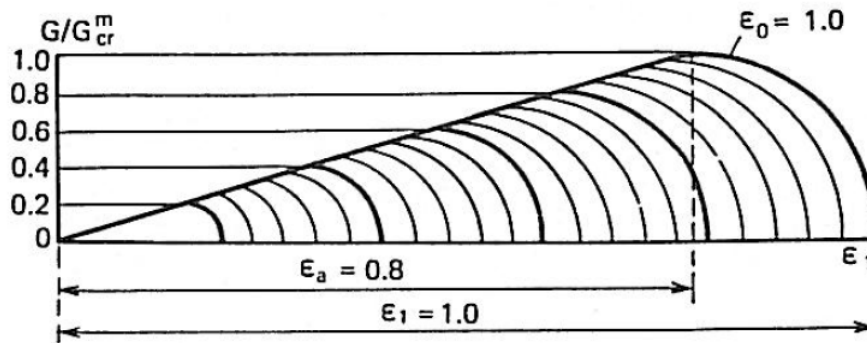
U slučaju kada je $p_1 < p_{1d}$, promjene tlaka ne mogu se prenositi uzvodno u kanalu, budući da se poremećaji u nadzvučnom toku šire duž ekspanzijskih valova koji nastaju u točkama A i B na izlazu iz kanala, slika 3.33b. Kroz ekspanzijske valove iza kanala, tok se širi prema gore i dolje od osi kanala. Stoga, raspodjela tlaka duž kanala u tom slučaju se ne mijenja i maseni protok kroz kanal također ostaje nepromijenjen, budući da su parametri pare i brzina strujanja međusobno jednaki u bilo kojem presjeku kanala. Ta grupa uvjeta strujanja ($0 < p_1 < p_{1d}$) gdje se tlak mijenja kroz ekspanzijske valove iza kanala između vrijednosti p_{1d} (na izlazu iz kanala) i p_1 označena je s I, slika 3.33a.

Ako je tlak iza kanala veći od proračunske vrijednosti, tj. $p_1 > p_{1d}$, tlak u izlaznom presjeku II grupe uvjeta strujanja ($p_{1d} < p_1 < p'_1$) ostat će jednak proračunskom tlaku, i kosi udarni valovi će se širiti iz točaka A i B na izlazu iz kanala unutar toka, slika 3.33b, u kojem će tlak rasti od p_{1d} na p_1 . Raspodjela tlaka unutar kanala, kao i kod grupe I, ostat će na razini proračunskih vrijednosti i maseni protok se neće mijenjati.

Kod porasta tlaka iza kanala preko p'_1 , udarni valovi će se pojaviti u divergentnom dijelu kanala, slika 3.33b; raspodjela tlaka duž osi kanala neće se mijenjati do udarnog vala (OK_1 , OK_2 i OK_3 na Slika 3.33b); u kanalu kroz udarni val (npr. u presjeku C), tlak u toku će skokovito porasti s p_{K2} na p_{L2} , brzina strujanja iza udarnog vala postat će podzvučna i, zbog pada brzine, tlak duž osi kanala će rasti, slika 3.33b, npr. duž linije L_2E_2 . U toj III. grupi uvjeta strujanja, ($p'_1 < p_1 < p_{1ult}$), udarni valovi se šire od izlaznog presjeka prema grlu kanala kako tlak p_1 raste. Kod tlaka $p_1 = p_{1ult}$, udarni val se raspada prilikom širenja prema grlu kanala; u minimalnom poprečnom presjeku, brzine strujanja ostaju još kritične dok su u divergentnom dijelu kanala podzvučne brzine koje opadaju u pravcu izlaznog presjeka.

Kod tlaka $p_1 > p_{1ult}$, strujanje je podzvučno u svim presjecima kanala i on djeluje kao Venturijeva cijev. U IV grupi uvjeta strujanja ($p_{ult} < p_1 < p_{0*}$), promjena tlaka iza kanala uvjetuje promjenu raspodjele tlaka duž cijele dužine kanala, budući da se poremećaji toka u području iza kanala šire uzvodno brzinom zvuka koja premašuje brzinu strujanja u svakom presjeku kanala. U toj grupi uvjeta strujanja, maseni protok kroz kanal opada kako raste tlak p_1 , dok kod III. grupe maseni protok ostaje konstantan (kritični), budući da parametri strujanja i brzina u minimalnom poprečnom presjeku ostaju kritični.

Zakon promjene masenog protoka kod IV. grupe uvjeta strujanja o promjeni izlaznog tlaka u području $1 > (p_1/p_{0*}) > (p_{1ult}/p_{0*}) = \varepsilon_a$ opisan je uz dobru aproksimaciju pomoću eliptičke jednadžbe, tako da je moguće konstruirati mrežu masenih protoka za divergentne kanale, slika 3.34, slično kao i kod konvergentnih kanala.



Slika 3.34 Mreža masenog protoka za rešetku s divergentnim kanalima

Za divergentne statorske kanale mogu se koristiti isti bezdimenzionalni parametri $q = G/G_{skr}$, $\varepsilon_1 = p_1/p_{0s*}$ i $\varepsilon_0 = p_{0*}/p_{0s*}$ koji su povezani s eliptičkom jednačbom u uvjetima strujanja s nadkritičnim masenim protocima ($\varepsilon_1 > \varepsilon_0 \varepsilon_a$):

$$\left(\frac{q}{\varepsilon_0}\right)^2 + \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_0 \varepsilon_a)^2}{\varepsilon_0(1 - \varepsilon_a)^2} = 1. \quad (3.78)$$

Jasno je da je ε_a za divergentne statorske kanale veći nego kritični omjer tlakova ε_{kr} i ovisi o omjeru površina F_{min}/F_1 :

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{kr} + (1 - \varepsilon_{kr}) \sqrt{1 - \left(\frac{F_{min}}{F_1}\right)^2} \quad (3.79)$$

Za režime s kritičnim masenim protocima kroz divergentne rešetke (grupe I do III), $\varepsilon_1 < \varepsilon_0 \varepsilon_a$, i, analogno kao kod konvergentne rešetke, jednačbe (3.78) može se zamijeniti s linearnom jednačbom $q = \varepsilon_0$.

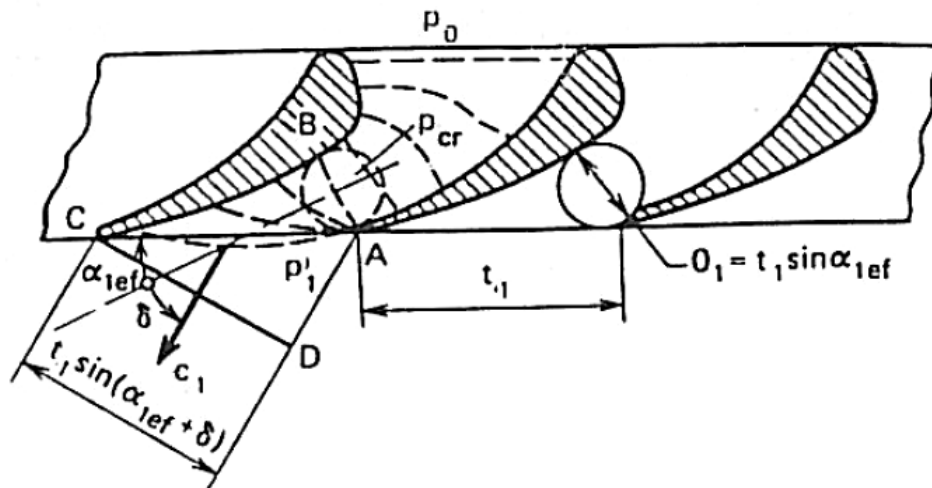
Treba se prisjetiti da se mreža masenog protoka za divergentne statorske kanale, kakva je prikazana na slici 3.34, može koristiti samo za statorske rešetke s omjerom površina $F_{min}/F_1 = 0,829$; za druge omjere površina, mora se konstruirati nova mreža, budući da svaki omjer F_{min}/F_1 ima odgovarajuću vrijednost ε_a .

Treba naglasiti da koeficijent protoka μ_1 kod divergentnih rešetki ostaje praktički konstantan pri različitim radnim režimima, budući da njegova vrijednost ovisi o nastajanju graničnog sloja u minimalnom poprečnom presjeku, tj. o procesima u konvergentnom dijelu kanala, koji su praktički konstantni za sve uvjete strujanja. Koeficijent brzine ovisi o procesima koji se zbivaju po cijeloj dužini statorskih kanala, a posebice u divergentnom dijelu. Veliki gubici energije mogu se pojaviti u slučajevima kada su udarni valovi locirani u divergentnom dijelu kanala, što često prouzrokuje zastoj toka uz stijenke kanala; iz tih razloga, koeficijenti brzine

za te uvjete su bitno niži nego za slučaj kada statorski kanali rade u proračunskom režimu kod kojeg su gubici energije minimalni, a koeficijent brzine maksimalan.

3.7. Ekspanzija toka u kosom području rešetke

Na slici 3.35 prikazani su kanali lopatica konvergentne statorske rešetke.



Slika 3.35 Ekspanzija toka u kosom području konvergentnog kanala statorske rešetke uz nadzvučne brzine toka na izlazu

Budući da je tok pare na izlazu iz statorskih lopatica turbinskog stupnja usmjeren pod malim kutem α_{1ef} prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica, statorski kanali imaju tzv. koso područje, tj. dio kanala koji se nalazi između površina AB, BC, AC i visine l_1 . Kod podzvučnih brzina strujanja na izlazu iz statorskih lopatica ($p_1 > p_{kr}$), ekspanzija toka se javlja u konvergentnom dijelu kanala prije presjeka AB dok se u kosom području ekspanzija ne očekuje (ako se zanemare neznatne nejednolikosti polja brzina poprečno i uzduž toka). Tlak u kosom području je jednak tlaku iza statorskih lopatica p_1 i brzina odgovara brzini c_1 . Uz fiksni tlak p_0 ispred statorske rešetke, kako tlak p_1 opada, brzina strujanja c_1 u minimalnom presjeku kanala AB će rasti. Ako tlak iza statorske rešetke postigne kritičnu vrijednost, u presjeku AB će se uspostaviti kritična brzina strujanja c_{kr} i kritični tlak p_{kr} . Uz daljnje smanjivanje tlaka p_1 iza statorske rešetke, brzina i tlak u presjeku AB ostat će kritični, budući da se promjene tlaka iza rešetke ne mogu prenijeti u kanalima uzvodno od presjeka AB. Doista, brzina širenja tlačnih valova jednaka je brzini zvuka i brzina toka u presjeku AB je također jednaka brzini zvuka, tako da se poremećaji koji nastaju iza rešetke ne mogu širiti natrag uzvodno od presjeka AB. Uz $p_1 < p_{kr}$ tlak u točki A opada naglo s p_{kr} na p_1 tako da točka A postaje izvor poremećaja. U kosom području, izobare će se podudarati sa sistemom linija koje se presijecaju u jednoj točki - Machove linije koje počinju iz točke A, budući da

se, kako je poznato, poremećaji tlaka u nadzvučnom toku šire duž ekspanzijskih valova, slika 3.35. Stoga, u kosom području, tok se ubrzava kroz ekspanzijske valove zbog ekspanzije s tlaka p_{kr} u minimalnom presjeku na tlak p_1 iza statorskih lopatica. Uz $c = a$, ekspanzijski val je okomit na tok i podudara se s linijama kritičnog tlaka u presjeku AB; uz $c > a$ ekspanzijski val zatvara kut $\theta = \arcsin(1/Ma)$ sa smjerom strujanja. Uz snop izobara koje nastaju iz točke A, čestice u kosom području bit će ne samo pod djelovanjem gradijenta tlaka u smjeru brzine toka, nego također i pod djelovanjem gradijenta tlaka u okomitom smjeru; prvi uvjetuje porast brzine čestica toka, a drugi promjenu smjera njihovog strujanja, tj. otklanja tok na veći kut α_1 . Stoga, brzina strujanja u kosom području raste do nadkritične te se ponekad tok otklanja za kut δ , slika 3.35.

Kut otklona toka δ zbog ekspanzije u kosom području može se odrediti uz korištenje jednadžbe kontinuiteta za presjeke AB i CD, slika 3.35:

$$G = \frac{\mu_1 F_{AB} c_{kr}}{v_{kr}} = \frac{\mu_1 F_{CD} c_{1t}}{v_{1t}}$$

Koristeći očigledne relacije:

$$F_{AB} = t_1 \sin \alpha_{1ef} l_1; \quad F_{CD} = t_1 \sin(\alpha_{1ef} + \delta) l_1,$$

dobiva se:

$$\frac{\sin(\alpha_{1ef} + \delta)}{\sin \alpha_{1ef}} = \frac{c_{kr} v_{1t}}{c_{1t} v_{kr}} \quad (3.80)$$

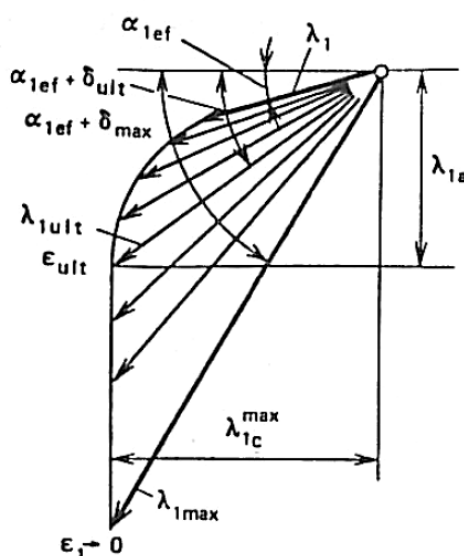
gdje su c_{kr} i v_{kr} kritična brzina i specifični volumen u presjeku AB, i c_{1t} i v_{1t} su brzina i specifični volumen na izlazu iz statorske rešetke u slučaju izentropske ekspanzije toka. Jednadžba (3.80) može se koristiti za određivanje kuta otklona toka δ kod proračuna statorskih rešetki kada je tlak iza rešetke $p_1 < p_{kr}$. Kada se konstruiraju trokuti brzina za turbinski stupanj, vektor brzine c_1 je usmjeren pod kutem $\alpha_{1ef} + \delta$ prema vektoru obodne brzine rotorskih lopatica.

Ekspanzija toka u kosom području konvergentne rešetke lopatica može se dogoditi kod pada tlaka iza rešetke na određenu vrijednost p_{1ult} , tj. u tom slučaju može se reći da koso područje posjeduje određeni granični ekspanzijski kapacitet. Ultimativna ekspanzija se javlja kada je posljednji ekspanzijski val koji se širi od točke A raspoređen duž linije AC, tj. kut tog vala je jednak kutu vektora brzine c_1 : $\theta = \alpha_{1ef} + \delta_{ult}$. Uz porast tlaka iza statorske rešetke iznad p_{1ult} , ekspanzija toka će se dogoditi izvan kosog područja (npr., zbog porasta visine kanala

iza statorske rešetke). Unutar takvih uvjeta strujanja, raspodjela tlaka preko profila lopatice ostaje konstantna, i stoga, sila kojom lopatica djeluje na tok (jednadžba (3.38)) je također konstantna. Stoga, kod režima kada je $0 < p_1 < p_{1ult}$, promjena tlaka iza statorskih lopatica neće izazvati promjenu obodne komponente brzine (budući da se sila u obodnom smjeru kojom lopatica djeluje na tok ne mijenja), tj.:

$$c_{1c} = c_1 \cos(\alpha_{1ef} + \delta) = konst.$$

U tom slučaju aksijalna komponenta brzine $c_{1a} = c_1 \sin(\alpha_{1ef} + \delta)$ će rasti uz opadanje tlaka p_1 zbog ekspanzije toka u aksijalnom smjeru izvan kosog područja. Promjene brzina strujanja iza statorske rešetke zbog promjena tlaka p_1 iza rešetke s $p_1 = p_0$ na $p_1 = 0$ prikazane su na slici 3.36 kao hodograf brzina λ_1 .



Slika 3.36 Hodograf brzine ekspanzije toka u konvergentnom kanalu rešetke lopatice

U području ultimativnog ekspanzijskog kapaciteta kosog područja ($p_1 = p_{1ult}$), aksijalna komponenta brzine jednaka je brzini zvuka u toku iza rešetke:

$$c_{1a} = c_1 \sin(\alpha_1 + \delta_{ult}) = c_1 \sin \theta = c_1 \frac{1}{Ma_1} = a_1 \quad (3.81)$$

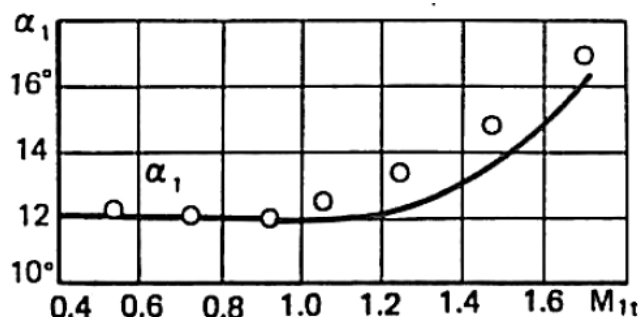
tj. $\lambda_{1a} = a_1/c_{kr}$. Otuda proizlazi jednadžba za ultimativni stupanj ekspanzije toka u kosom području:

$$\varepsilon_{ult} = \frac{p_{1ult}}{p_{0*}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} (\sin \alpha_{1ef})^{\frac{2}{\kappa + 1}} \quad (3.82)$$

Stoga, ultimativni stupanj ekspanzije ovisi o kutu α_{1ef} i svojstvima pare (ili plina).

Režimi rada statrorske rešetke kada se stupanj ekspanzije ε_1 mijenja od ε_{ult} do 0 odgovaraju ekspanziji toka izvan kosog područja i relativna brzina iza rešetke se mijenja od λ_{ult} do $\lambda_{1max} = \sqrt{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}$, slika 36. Uz λ_{1max} , postiže se ultimativni kut otklona toka u kosom području konvergentne statrorske rešetke. Jednadžbe (3.80) do (3.82) zanemaruju neke činjenice koje su bitne kod realnog strujanja: stvarna valovita struktura toka u kosom području, promjene gubitaka energije u rešetki kod različitih vrijednosti ε_1 , promjena izentropskog eksponenta kod strujanja vlažne pare, itd.

Relacija prikazana na slici 3.37 prikazuje porast stvarnog kuta otklona $\delta = \alpha_1 - 12^\circ$ u usporedbi s proračunskom vrijednošću. Razlika između teorijske krivulje i eksperimentalnih točaka na slici može se uglavnom objasniti porastom gubitaka energije kod visokih brzina strujanja.



Slika 3.37 Kut toka na izlazu iz konv. kanla rešetke lopatica u ovisnosti o Ma :

----- - računski, po jedn. (3.81),
 ○○○○ - eksperimentalni podaci

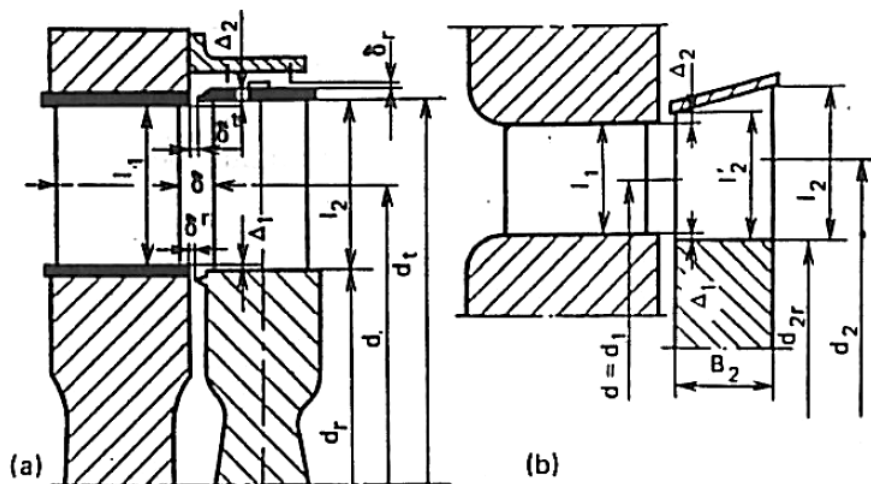
Kod divergentnih rešetki, ekspanzija toka u kosom području može se zbiti uz uvjete kada je $\varepsilon_1 < \varepsilon_{1d}$. Pomoću analogije s konvergentnom rešetkom, također je moguće koristiti jednadžbu kontinuiteta za dobivanje jednadžbe za kut otklona u kosom području divergentnih rešetki:

$$\frac{\sin(\alpha_{1ef} + \delta)}{\sin \alpha_{1ef}} = \frac{v_{1t}}{(v_{1t})_d} \frac{(c_{1t})_d}{c_{1t}} \quad (3.83)$$

Kut otklona je bitan za konstrukciju trokuta brzina turbinskog stupnja.

3.8. Određivanje dimezija statrorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja

3.8.1. Turbinski stupanj s jednim redom rotorskih lopatica



Slika 3.38 Aksijalni turbinski stupanj s cilindričnom (a) i koničnom (b) bandažom rotorskih lopatica

Turbinski stupanj je shematski prikazan na slici 3.38. Proračun turbinskog stupnja se sastoji u rješavanju dva međusobno povezana zadatka:

1. određivanje osnovnih dimenzija statorskih i rotorskih lopatica: visina l_1 i l_2 , izlaznih kuteva α_1 i α_2 ; odabiranja podesnog tipa profila lopatice, njegovog kuta ugradnje, dužine tetive, apsolutnog i relativnog koraka lopatice, broja lopatica z_1 i z_2 , zazora i prekrivanja u stupnju, tipa bandaže lopatica, itd.
2. određivanje koeficijenta iskoristivosti stupnja na obodu kola η_u i unutarnjeg koeficijenta iskoristivosti stupnja η_i , snage stupnja i sila koje djeluju na rotorske lopatice.

Rješenje tih zadataka mora zadovoljiti zahtjevima za visokom pouzdanošću i iskoristivošću stupnja uz što nižu cijenu koštanja izrade.

Dimenzije statorskih i rotorskih lopatica turbinskog stupnja se određuju istovremeno s konstrukcijom trokuta brzina. Turbinski stupanj proračunava se uz sljedeće ulazne podatke:

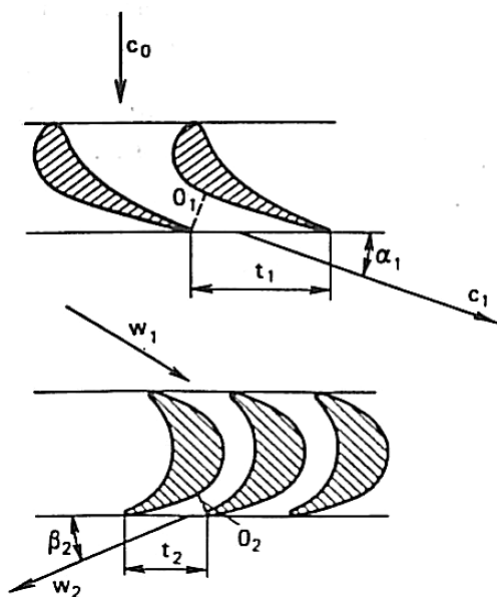
1. maseni protok pare ili plina G kroz stupanj,
2. parametre pare ispred stupnja c_0 , p_0 i t_0 ,
3. tlak iza stupnja p_2 .

Uz te podatke u proračunu se koriste i približne vrijednosti omjera brzina u/c_f , srednjeg promjera stupnja d i reaktivnosti ρ , koji se određuju na temelju preliminarne raspodjele toplinskih padova između stupnjeva kod turbine s više stupnjeva.

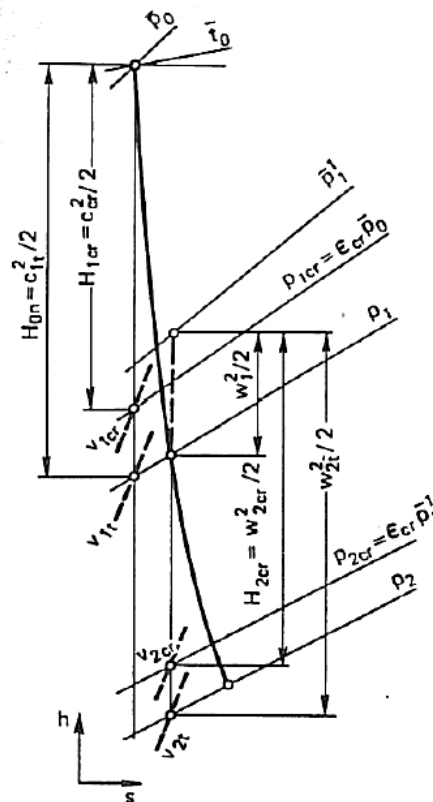
Kod proračuna dimenzija statorske rešetke s podzvučnom brzinom strujanja na njenom izlazu, osnovne konstrukcijske dimenzije su površina poprečnog presjeka grla F_1 , visina lopatica l_1 i parcijalnost e . Kao što je već prethodno navedeno, površina poprečnog presjeka grla ili izlazna površina statorske rešetke, $F_1 = O_1 l_1 z_1$, slika 3.39, može se odrediti pomoću jednadžbe kontinuiteta, uz uzimanje u obzir koeficijenta protoka statorske rešetke μ_1 :

$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}, \quad 3.84$$

gdje je $c_{1t} = \sqrt{2H_{0s} + c_0^2}$ teorijska brzina na izlazu iz statorske rešetke; v_{1t} je specifični volumen prilikom izentropske ekspanzije na izlazu iz statorske rešetke, slika 3.40; i μ_1 je koeficijent protoka statorske rešetke.



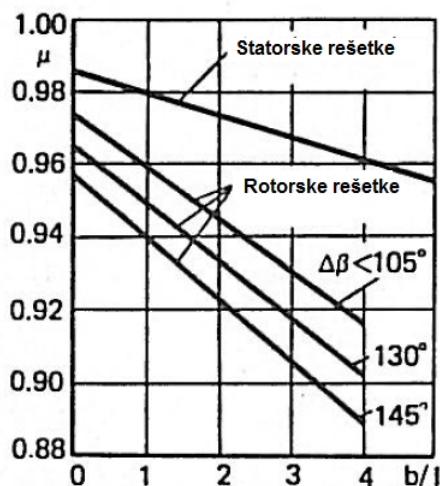
Slika 3.39 Oblici kanala rešetki statorskih i rotorskih lopatica



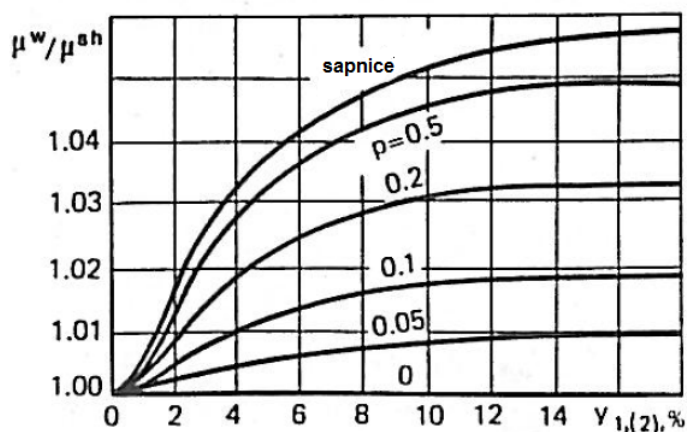
Slika 3.40 Dijagram za određivanje parametara toka u rešetkama statorskih i rotorskih lopatica

Koeficijent protoka statorske rešetke, slično kao i koeficijent gubitaka energije ζ , ovisi o geometrijskim karakteristikama rešetke i parametrima toka, slika 3.41. Za vlažnu paru, koeficijent protoka μ_v je veći nego koeficijent za pregrijanu paru μ_{pr} , slika 3.42, što je povezano s neravnotežnom ekspanzijom pare u turbinskoj rešetki, što rezultira činjenicom da specifični volumen pare na izlaznom presjeku iz rešetke postaje manji u usporedbi sa

specifičnim volumenom koji se dobije proračunom za uvjete termodinamički ravnotežne ekspanzije. Dijagram daje srednje vrijednosti koeficijenta protoka za pregrijanu i vlažnu paru. Za određene profile lopatica koji se koriste pri izradi turbina, njihove karakteristike, kao i sami koeficijenti protoka, se određuju točno pomoću eksperimenata te se te vrijednosti koriste u proračunima.



Slika 3.41 Koef. protoka za pregrijanu paru u stat. i rot. rešetkama lopatica u ovisnosti o l/b i kutu zakreta $\Delta\beta$



Slika 3.42 Utjecaj vlažnosti pare na izlazu iz rešetke na koef. protoka

Kada je veličina F_1 poznata, moguće je odrediti visinu statorske lopatice l_1 . Koristeći jedn. (3.70) dobiva se:

$$F_1 = l_1 O_1 z_1 = l_1 t_1 \sin \alpha_{1ef} \frac{\pi d e}{t_1} = \pi d e l_1 \sin \alpha_{1ef}$$

i stoga:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad 3.85$$

U toj jednadžbi, srednji promjer d je obično poznat iz ulaznih podataka za proračun, dok kut toka na izlazu iz statorske rešetke $\alpha_1 = 11$ do 20° uzima se u skladu s volumnim protokom radnog fluida i uz uzimanje u obzir visine statorske lopatice. Uz niže Gv_{1t} , odabiru se manji kutevi da bi dobili više lopatice i tako snizili rubne gubitke (vrha) lopatica. Treba imati na umu da profilni gubici energije u statorskim lopaticama rastu sa smanjenjem kuta α_1 , ali smanjenje rubnih gubitaka energije kratkih lopatica nadvisuje porast profilnih gubitaka. Osim

toga, za turbinske stupnjeve kod kojih se ne iskorištava energija izlazne brzine, manji izlazni kutevi smanjuju gubitak energije zbog izlazne brzine koji je proporcionalan sa $\sin^2 \alpha_1$. Obično je $\alpha_1 = 12$ do 16° za lopatice srednje visine i $\alpha_1 = 16$ do 20° za duge lopatice.

U slučajevima kada je umnožak $e \cdot l_1$ manji od 12 mm i kada je odabran mali kut α_1 , potrebno je uvesti parcijalni privod pare. Tada se odabire visina lopatice 12 do 14 mm, nakon čega se može odrediti parcijalnost e .

Kod visine lopatice l_1 ispod 12 mm, rubni gubici energije rastu brže nego što opadaju gubici zbog parcijalnog privoda. Kod točnih proračuna, bitno je odrediti tzv. optimalni stupanj parcijalnosti kod kojeg je zbroj rubnih gubitaka energije i uslijed parcijalnog privoda minimalan.

Treba naglasiti da se, kod raspodjele pare u regulacijskom stupnju, koristi parcijalni privod neovisno o vrijednosti $e \cdot l_1$, budući da je teže tehnički izvesti puni privod po čitavom srednjem promjeru. Najveća vrijednost parcijalnosti u tom slučaju nije veća od $e = 0,8$ do $0,9$.

Prije određivanja osnovnih dimenzija rešetke rotorskih lopatica, korisno je konstruirati trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku i odrediti brzinu w_1 i kut β_1 . Trokut brzina se konstruira pomoću izračunate brzine $c_1 = c_{1t}$ i, uz pretpostavku za podzvučne brzine strujanja $\alpha_1 \cong \alpha_{1ef}$. Vrijednost za približne proračune se može odrediti pomoću dijagrama na slici 3.28, a za točnije proračune pomoću jednadžbe $\varphi = \sqrt{1 - \zeta}$, gdje se ukupni koeficijent gubitaka ζ može uzeti iz eksperimentalnih podataka, npr., iz atlasa profila. Tetiva profila statorske rešetke se računa iz uvjeta čvrstoće i krutosti dijafragme u koju su ugrađene statorske lopatice; njena dimenzija je obično unutar područja 30 do 100 mm. U nekim slučajevima se odabire manja vrijednost tetive da bi se minimizirali rubni gubici, dok se tražena čvrstoća i krutost dijafragme osigurava pomoću ugradnje na nju rebara za ukrućivanje.

Dimenzije rotorskih lopatica, isto kao i statorskih, određuju se pomoću jednadžbe kontinuiteta napisane za presjek grla kanala rotorskih lopatica. Površina poprečnog presjeka grla ili izlazna površina rešetke rotorskih lopatica, $F_2 = l_2 O_2 z_2$, slika 3.39, određuje se pomoću jednadžbe:

$$F_2 = \frac{G v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}, \quad (3.86)$$

gdje je $w_{2t} = \sqrt{2H_{0r} + w_1^2}$ teorijska brzina na izlazu iz rotorskih lopatica; v_{2t} je specifični volumen u slučaju izentropske ekspanzije u rotorskoj rešetki, slika 3.40; i μ_2 je koeficijent

protoka rešetke, slika 3.41. Povećanje koeficijenta protoka za vlažnu paru može biti uzeto u obzir pomoću krivulja na slici 3.42.

Isto kao i kod statorske rešetke, sada je moguće uz poznatu vrijednost površine izlaznog poprečnog presjeka F_2 , pronaći umnožak $e \cdot l_2$:

$$e l_2 = \frac{F_2}{\pi d_2 \sin \beta_{2ef}} \quad (3.87)$$

U toj jednadžbi parcijalnost e je jednaka parcijalnosti u statorskoj rešetki; srednji promjer rotorskih lopatica d_2 je jednak srednjem promjeru statorske rešetke, što omogućuje povezivanje rotorskih lopatica pomoću cilindrične bandaže, slika 3.38a: $d_2 = d$; za relativno duže rotorske lopaticе koristi se konična bandaža, slika 3.38b, i u tom slučaju $d_2 > d$; izlazni kut β_{2ef} se uzima ili iz uvjeta unifikacije s prethodnim stupnjevima ili, što je češće, određuje se pomoću jednadžbe (3.87) u kojoj se visina rotorske lopaticе izračunava za cilindričnu bandažu pomoću jednadžbe:

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2),$$

te za koničnu bandažu pomoću jednadžbe:

$$l_2 = l_1 + (\Delta_1 + \Delta_2) + B_2 \tan \gamma,$$

Članovi Δ_1 i Δ_2 se zovu prekrivanje u korijenu i na vrhu rotorskih lopatica. Prekrivanja trebaju biti odabrana uz uzimanje u obzir visine lopaticе, zračnosti na vrhu δ^t , slika 3.38a, kuta toka na izlazu α_1 , i srednjeg promjera stupnja. Približne vrijednosti prekrivanja su sljedeće: za lopaticе visine l_1 ispod 50 mm, $\Delta_1 = 1,0$ mm i $\Delta_2 = 1,5$ do 2,0 mm; za $50 \text{ mm} < l_1 < 150 \text{ mm}$, $\Delta_1 = 1,5$ mm i $\Delta_2 = 2,5$ do 4,5 mm; kod stupnjeva s jako visokim (dugim) lopaticama, ukupna prekrivanja mogu iznositi 10 do 15 mm. Kut nagiba konične bandaže, γ , za kraće lopaticе ne treba prelaziti 10 do 12° da bi se izbjegao zastoj toka na bandaži; kod dugih lopatica s koničnom meridionalnom konturom rešetke statorskih lopatica, kut dostiže 25 do 35° ili čak i više. Nakošena (konična) bandaža se primjenjuje i kod kratkih lopatica zbog smanjenja gubitka energije izlazne brzine. Cilindrična bandaža se koristi mnogo češće jer je nju bitno lakše izraditi.

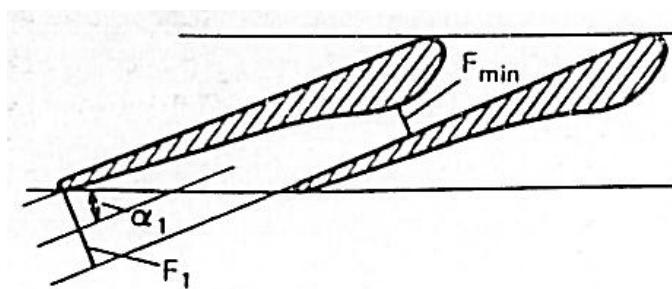
Tetiva rotorskih lopatica se uzima u području $b_2 = 20$ do 80 mm zbog uvjeta čvrstoće, tako da savojna naprezanja u njima ne bi bila veća od 15 do 20 MPa kod stupnjeva s parcijalnim privodom, ili 35 do 40 MPa kod akcijskih stupnjeva s punim privodom pare.

Kada se pomoću jednadžbe (3.87) odredi kut β_{2ef} , može se odrediti pogodni profil rotorskih lopatica iz atlasa profila te nacrtati izlazni trokut brzina.

Kod približnih proračuna, koeficijent brzine se određuje iz dijagrama na slici 3.28, dok se za točnije proračune određuje pomoću jednadžbe $\psi = \sqrt{1 - \zeta}$, gdje se koeficijent ukupnih gubitaka energije za rotorsku rešetku određuje iz eksperimentalnih podataka, npr., iz atlasa profila.

3.8.2. Rešetke lopatica uz nadzvučne brzine strujanja

I kod stupnja s jednim i kod stupnja s dva reda rotorskih lopatica, tok na izlazu iz sapnica (statorskih lopatica), a ponekad i na izlazu iz rotorskih lopatica može biti nadzvučan; u nekim slučajevima tok i na ulazu u rotorsku rešetku može biti nadzvučan. Uz visoke nadzvučne brzine na izlazu iz statorskih rešetki, uz $c_{1t}/a_1 = M_{1t} > 1,35$ ($p_1/p_0 = 1 < 0,35$), koriste se



Slika 3.43 Uz proračun divergentne sapnice

uglavnom rešetke s divergentnim kanalima (tzv. De Lavalova sapnica). Za sapnice s divergentnim kanalima, slika 3.43, bitno je izračunati površine minimalnog poprečnog presjeka F_{min} i izlaznog presjeka iz rešetke F_1 . Kako je poznato, parametri toka koji se formiraju u minimalnom presjeku su

kritični i mogu se odrediti pomoću $h - s$ dijagrama ako se prethodno izračuna kritični tlak $p_{1kr} = \varepsilon_{kr} p_{0*}$, slika 3.40. Tada se može odrediti ukupna površina minimalnog presjeka pomoću jednadžbe:

$$F_{min} = \frac{G v_{1kr}}{\mu_1 c_{1kr}} \quad 3.88$$

gdje $c_{1kr} = \sqrt{2H_{1kr}}$.

Površina minimalnog presjeka statorske rešetke s divergentnim kanalima može se izračunati preko zaustavnih parametara p_{0*} i v_{0*} :

$$F_{min} = \frac{G}{0,667 \mu_1 \sqrt{p_{0*}/v_{0*}}} \quad 3.89$$

gdje faktor 0,667 odgovara radnom fluidu (para ili plin) s $\kappa = 1,3$.

Površina izlaznog presjeka F_1 statorske rešetke određuje se na isti način kao kod konvergentnih kanala rešetki s podzvučnim brzinama strujanja, tj.:

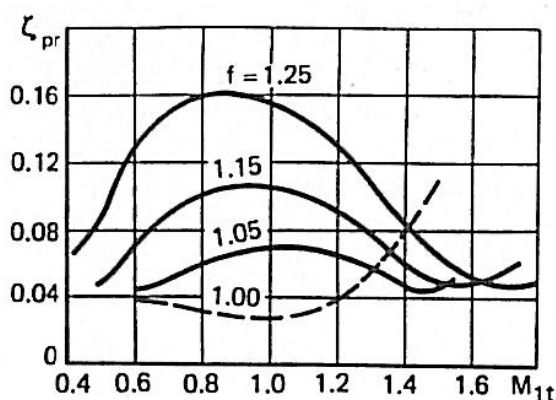
$$F_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}, \quad 3.90$$

Visina lopatica se određuje pomoću jednadžbe:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad 3.91$$

Kada su poznati omjer F_1/F_{min} i kut toka na izlazu α_{1ef} , odabire se pogodni profil iz atlasa profila. Ako se ne može u atlasu pronaći pogodan profil, treba konstruirati za stupanj novi profil pomoću analogije s postojećim visoko iskoristivim rešetkama s divergentnim kanalima.

U pravilu, statorske rešetke s divergentnim kanalima ne koriste se kod stacionarnih turbostrojeva iz sljedećih nekoliko razloga. Omjeri tlakova 1 ispod 0,3 do 0,35 susreću se samo u statorskim rešetkama, uglavnom kod turbina manjih snaga i pomoćnih turbina. Osim toga, nadzvučne brzine mogu se postići i u rešetki s konvergentnim kanalima uz otklon toka u kosom presjeku. Treba naglasiti da rešetke s konvergentnim kanalima rade s nižim nadzvučnim brzinama na izlazu iz kosog presjeka i imaju pogodno profilirana leđa lopatica,



Slika 3.44 Profilni gubici energije u statorskim rešetkama s različitim stupnjem divergencije f u ovisnosti o Machovom broju na izlazu iz rešetke

što pokazuju mali gubici energije kod promjenjivih režima rada. S druge strane, u statorskim rešetkama s divergentnim kanalima, koeficijent gubitaka energije naglo raste kod odstupanja od projektnog režima rada, slika 3.44. Iz tih razloga, specijalno profilirane rešetke s konvergentnim kanalima s odstupanjem

toka u kosom presjeku statorske rešetke imaju prednost kod relativno nižih nadzvučnih brzina.

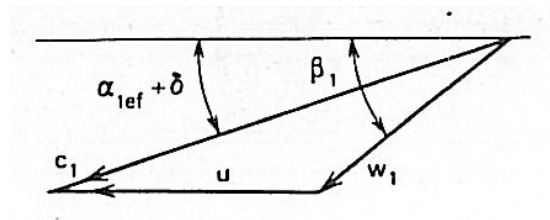
Kod određivanja dimenzija rešetke s konvergentnim kanalima s odstupanjem toka u kosom presjeku, površina izlaznog presjeka F_1 (presjek AB na slici 3.35) određuje se na isti način kao površina minimalnog presjeka rešetke s divergentnim kanalima:

$$F_1 = \frac{G v_{1kr}}{\mu_1 c_{1kr}}, \quad 3.92$$

U skladu s tim visina lopatica statorske rešetke određuje se u tom slučaju pomoću jednadžbe:

$$e l_1 = \frac{F_1}{\pi d \sin \alpha_{1ef}} \quad 3.93$$

Trokut brzina u tom slučaju se konstruira pomoću smjera vektora brzine c_1 čiji je kut $\alpha_{1ef} + \delta$, slika 3.45. Kut otklona toka u kosom presjeku, δ , se određuje pomoću jednadžbe (3.80) ili iz eksperimentalnih podataka.



Slika 3.45 Trokut brzina na ulazu u rotorsku rešetku uz otklon toka u kosom području statorske rešetke

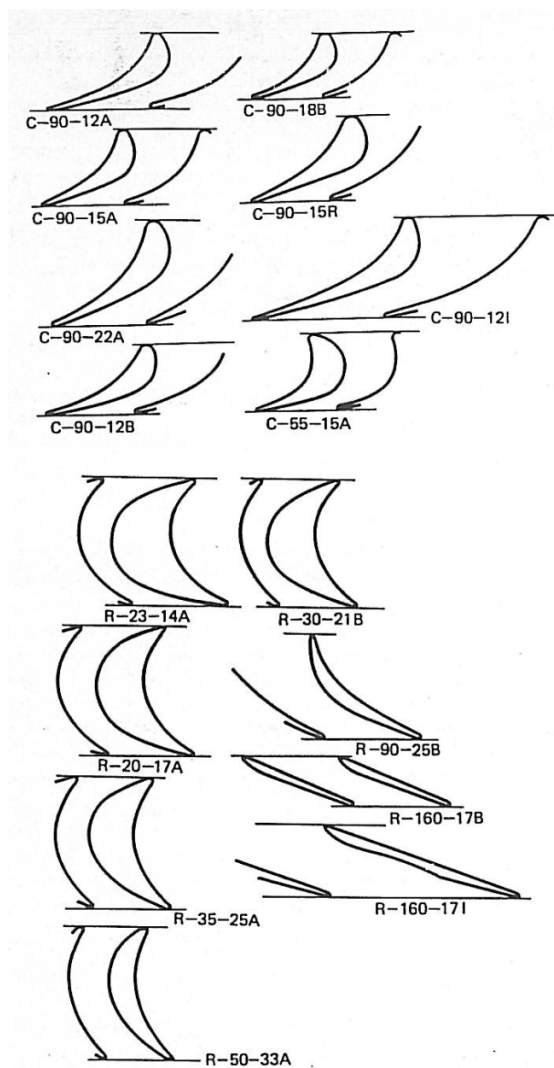
Kako je već ranije ukazivano, turbinske rešetke

lopatica se konstruiraju odabiranjem pogodnih aerodinamički savršenih profila iz niza standardnih profila turbinskih lopatica, koje su

razvili različiti instituti, kao što je npr. Moskovski energetski institut.

Za profile lopatica koji su razvijeni u Moskovskom energetskom institutu, prihvaćena je sljedeća klasifikacija: I statorske i rotorske (akcijske) lopatice razlikuju se po području Ma brojeva u kojima mogu raditi: A za podzvučne brzine $Ma < Ma_*$; Б za blago nadzvučne brzine $Ma_* < Ma < 1,2$; i B za jako nadzvučne brzine $Ma > 1,2$. Oblici odabranih profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetskom institutu dani su na slici 3.46. Prvo slovo označava (rusko): C - profil za statorske lopatice i P - profil za rotorske (akcijske) lopatice. Prvi broj koji slijedi daje projektni kut toka na ulazu, a drugi kut toka na izlazu iz rešetke (srednja vrijednost područja izlaznih kuteva toka u kojem dani profil se može koristiti). Posljednje slovo ukazuje za koje područje brzina je profil konstruiran.

Atlasi lopatica sadrže karakteristike profila koji mogu biti izabrani kao pogodni za profile lopatica turbinskog stupnja koji se konstruira. Kao primjer, slike 3.55 i 3.56 daju karakteristike profila S-90-12A i R-30-21 A. Na tim slikama, ζ' je koeficijent gubitaka energije u rešetki uz fiksne vrijednosti $Ma_{1,2t}$, $\bar{t}_{1,2}$ i $\beta_1(\alpha_0)$; k_1 , k_2 i k_3 su koeficijenti koji karakteriziraju utjecaj $Ma_{1,2t}$, $\bar{t}_{1,2}$ i $\beta_1(\alpha_0)$ na koeficijent gubitaka energije.



Slika 3.46 Oblici profila lopatica razvijenih u Moskovskom energetske institutu

Oblik kanala koje oblikuju lopatice se provjerava grafičkom konstrukcijom u skladu s odabranim geometrijskim karakteristikama, u svrhu provjere da ne postoje difuzorski dijelovi u kanalima s podzvučnim brzinama i, dodatno, da dijelovi s velikom zakrivljenošću na leđima profila ne padnu u područje kosog presjeka rešetke.

Za konačni oblik cilindrične rešetke lopatica bitno je odrediti broj profila (lopatice) u njoj:

$$z = \pi d e / t \quad 3.94$$

gdje je d srednji promjer rešetke (ili stupnja ako su srednji promjeri statorske i rotorske rešetke jednaki, što je tipično za turbinske stupnjeve s kratkim laticama) i $t = b\bar{t}$ je korak profila u rešetki po srednjem promjeru.

Vrijednosti α_1 , α_0 i l_1 za statorsku rešetku, i β_2 , β_1 , i l_2 za rotorsku rešetku su obično poznati iz proračuna; osim toga, tetive profila b_1 i b_2 mogu se odabrati iz uvjeta koji zahtijeva čvrstoća. Koristeći te podatke, profil lopatice i njegove karakteristike određuju se iz atlasa profila na sljedeći način:

1. pogodni profil odabire se u skladu s kutevima $\alpha_1 \cong \alpha_{1ef}$ i α_0 ili $\beta_2 \cong \beta_{2ef}$ i β_1 ;
2. optimalni relativni korak rešetke profila lopatica određuje se pomoću relacije $k_1 = f(\bar{t})$ iz dijagrama na slikama 3.55f i 3.56f;
3. kut postave lopatice u rešetki α_u i β_u određuje se iz krivulja na slikama 3.55b i 3.56b za poznate vrijednosti \bar{t} i $\alpha_1(\beta_2)$. Mijenjajući kut postave $\alpha_u(\beta_u)$ istog profila lopatice, moguće je mijenjati izlazni kut $\alpha_1(\beta_2)$ u području $\pm(1,0 \text{ do } 2,0^\circ)$ uz uvažavanje njegove nominalne vrijednosti.

Vrijednost broja lopatica koja se dobije pomoću jednadžbe (3.94) zaokružuje se na cijeli broj, ili, za statorske lopatice koje se ugrađuju u dijafragme koje se sastoje od dvije polovice, na veći parni broj tako da bi svaka polovica imala cijeli broj statorskih lopatica. Uz tako određeni broj lopatica z , mora se izvršiti korekcija koraka profila u rešetki:

$$t = \pi de/z$$

Koeficijent gubitaka energije za odabrani profil se pronalazi pomoću jednadžbe:

$$\zeta = k_1 k_2 k_3 \zeta' \quad 3.95$$

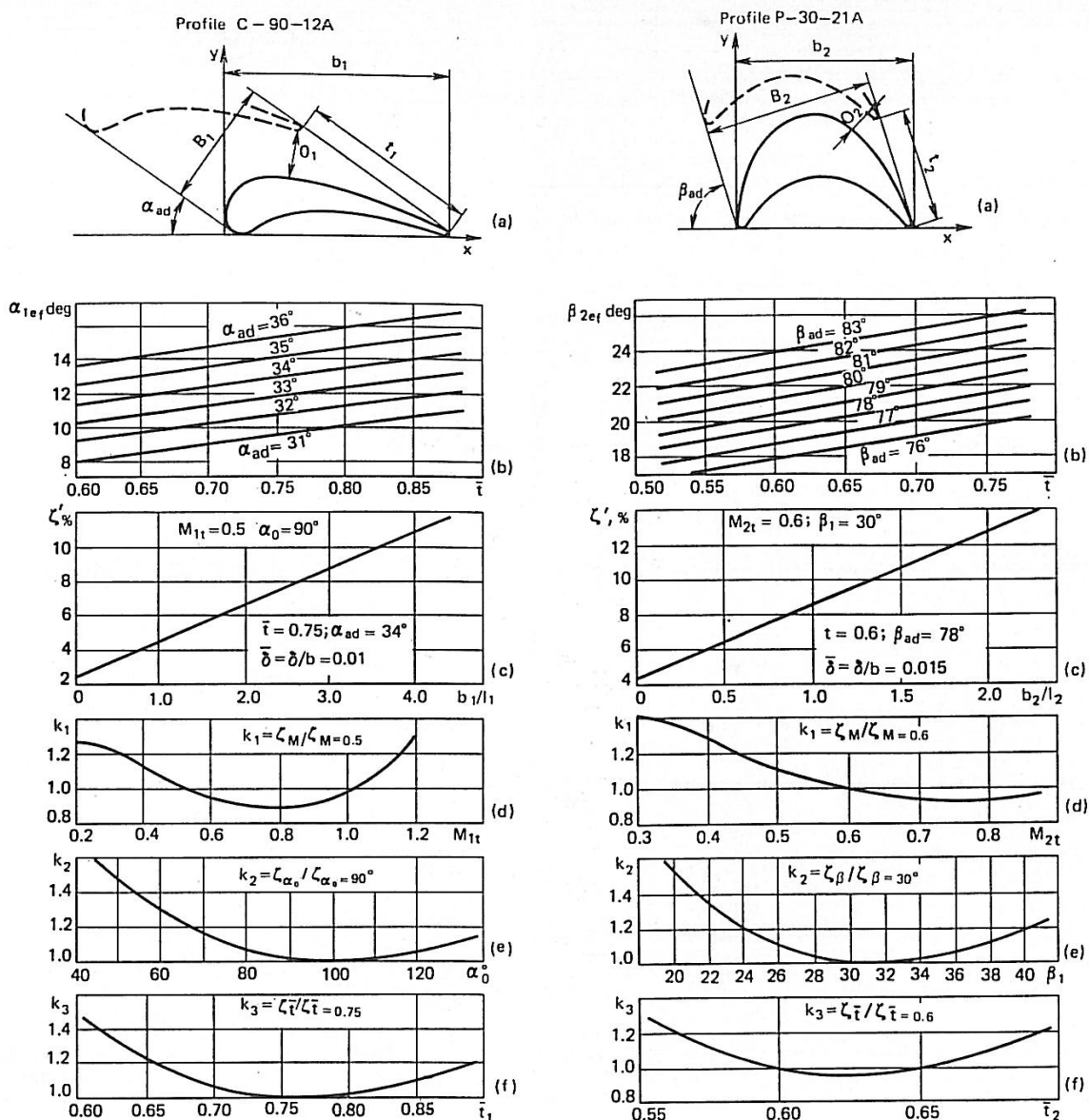
u kojoj se koeficijenti k_1 , k_2 i k_3 mogu odrediti pomoću krivulja danih na slikama 3.55 ili 3.56.

Ako se relativna debljina izlaznog brida lopatice razlikuje od one dane u atlasu profila, uvodi se korekcija za odstupanje gubitka energije izlaznog brida. Gubitak energije izlaznog brida za grupu A profila lopatica iz tablice 2 mogu se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\zeta_{br} = \zeta_{br0} + 0,088\Delta/O\bar{t}^2 \quad 3.96$$

gdje je ζ_{br0} gubitak izlaznog brida kod njegove nulte debljine; za profile grupe A, $\zeta_{br0} = 0,01$.

Da bi se izvela korekcija, koeficijent gubitka izlaznog brida se računa dva puta: za relativnu debljinu izlaznog brida danu u atlasu profila i za brid koji je usvojen za profil u konstruiranoj rešetki. Tada se razlika gubitaka za te dvije debljine izlaznog brida lopatice dodaje gubicima energije izračunatima prema jednadžbi (3.95).



3.47 Karakteristike statorskog profila S-90-12A i karakteristike rotorskog profila R-30-21A

4. TERMODINAMIČKI I AERODINAMIČKI PRORAČUN TURBINE

4.1. Ulazni podaci

Tablica 4.1 Prikaz zadanih podataka za proračun turbine

P_{el}	2 MW
D	12,9 t/h
D_{od}	8 t/h
n	12 000 min ⁻¹
p_0	44,8 bar
p_{od}	2 bar
p_k	0,298 bar

4.2. Algoritam proračuna

1. U prvom koraku odabire se konstantan srednji ili korijenski promjer statorskih lopatica. Srednji i korijenski promjeri prikazani su u tablicama 4.2, 4.3 i 4.4.
2. Pretpostavlja se visina statorskih lopatica l_1 .
3. Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica
 $n = 12\,000\text{ min}^{-1}$

$$u_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.1)$$

4. Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru

$$R = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{sr}}{l_1}} \quad (4.2)$$

5. Optimalni odnos obodne i fiktivne brzine stupnja

$$\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha_{1e}}{2 \cdot \sqrt{1 - R}} \quad (4.3)$$

$\varphi = 0,95$ – pretpostavljeni koeficijent brzine statorskih lopatica

$\alpha_{1e} = 12^\circ$ – efektivni izlazni kut profila statorskih lopatica

U nekim se stupnjevima moralo odstupiti od optimalnog omjera brzina u/c_f kako bi se na izlazu iz grupe stupnjeva dobili traženi parametri pare (tlak reguliranog oduzimanja i konačni tlak). Najveće odstupanje ne bi smjelo prelaziti 5% optimalnog omjera, ali uz postojeća

konstrukcijska rješenja, nije bilo moguće postići potrebne parametre pare uz tako malo odstupanje. U tablicama 4.2, 4.3 i 4.4 prikazani su iznosi optimalnog omjera u/c_f , stvarnog omjera, te odstupanja stvarnog omjera od idealnog u postotcima.

$$\Delta(u/c_f) = \frac{[(u/c_f)_r - (u/c_f)_{opt}]}{(u/c_f)_{opt}} \cdot 100\% \quad (4.4)$$

Ukoliko se optimalni i stvarni omjer brzina razlikuju, u daljnjem proračunu, u svim jednadžbama se umjesto s $(u/c_f)_{opt}$, računa s $(u/c_f)_r$.

6. Fiktivna brzina stupnja

$$c_F = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_F}\right)_{opt}} \quad (4.5)$$

7. Izentropski toplinski pad stupnja

$$\Delta h_{is} = \frac{c_F^2}{2} \quad (4.6)$$

8. Izentropski toplinski pad u statoskoj rešetci

$$\Delta h_{1,is} = (1 - R) \cdot \Delta h_{is} \quad (4.7)$$

9. Teoretska apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statoske rešetke

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{1,is}} \quad (4.8)$$

10. Izračunavaju se specifična entalpija, tlak i teoretski specifični volumen pare na ulazu u stupanj (indeks 0), na izlazu iz statoske rešetke (indeks 1) i na izlazu iz rotorske rešetke, odnosno stupnja (indeks 2): $h_0, h_{t1}, h_{t2}, p_0, p_1, p_2, v_0, v_{t1}, v_{t2}$.

11. Brzina zvuka na izlazu iz statoske rešetke

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_{1t}} \quad (4.9)$$

12. Teoretski Machov broj na izlazu iz statoske rešetke

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} \quad (4.10)$$

13. Odnos tlaka na izlazu iz statorsche rešetke i tlaka na ulazu u statorku rešetku

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} \quad (4.11)$$

14. Kritični odnos tlakova

$$\varepsilon_1 > \varepsilon_*$$

$$\varepsilon_* = \varepsilon_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546 - za \kappa = 1,3 \quad (4.12)$$

15. Potrebna površina izlaznog presjeka statorsche rešetke za $\varepsilon_1 > \varepsilon_*$, odnosno $M_{1t} < 1$

$$F_1 = \frac{D \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot c_{1t}} \quad (4.13)$$

$\mu_1 = 0,97$ – koeficijent protoka za statorku rešetku

Potrebna površina izlaznog presjeka statorsche rešetke za $M_{1t} > 1$

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 \cdot B \cdot \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} \quad (4.14)$$

B – faktor kritičnog strujanja

$$B = \sqrt{g \cdot \kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} = 2,09 \quad (4.15)$$

16. Fiktivna visina sapnica

$$e_1 \cdot l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{sr} \cdot \sin \alpha_{1e}} \quad (4.16)$$

17. Parcijalnost sapnica

$$e_1 = \frac{e_1 \cdot l_1}{l_1} \quad (4.17)$$

l_1 – pretpostavljena visina statorskih lopatica

18. Odabiranje profila lopatica statorske rešetke (za α_{1e} , M_{1r}) iz atlasa profila

19. Kut ugradnje lopatica statorske rešetke α_u očitava se iz atlasa profila.

20. Relativni optimalni korak lopatica statorske rešetke $\bar{t}_{opt,1}$ očitava se iz atlasa profila.

21. Duljina tetive profila statorske rešetke očitava se iz atlasa profila.

22. Stvarni optimalni korak lopatica statorske rešetke

$$t_{1,opt} = b_1 \cdot \bar{t}_{opt,1} \quad (4.18)$$

23. Broj lopatica statorske rešetke zaokružuje se na prvi veći cijeli parni broj.

$$Z_1 = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{t_{1,opt}} \quad (4.19)$$

24. Korigirani stvarni korak statorske rešetke

$$t_{1,kor} = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{Z_1} \quad (4.20)$$

25. Korigirani relativni korak statorske rešetke

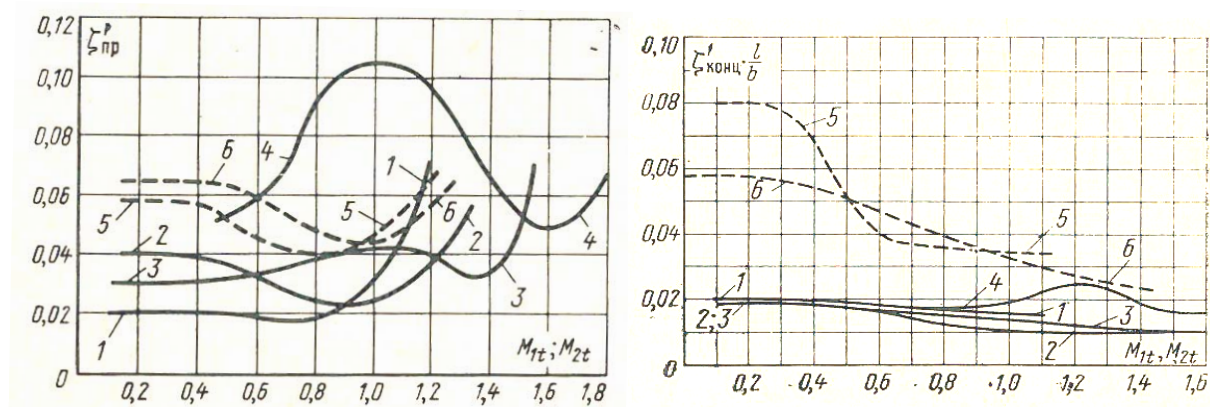
$$\bar{t}_{1,kor} = \frac{t_{1,kor}}{b_1} \quad (4.21)$$

26. Koeficijent gubitka statorske rešetke

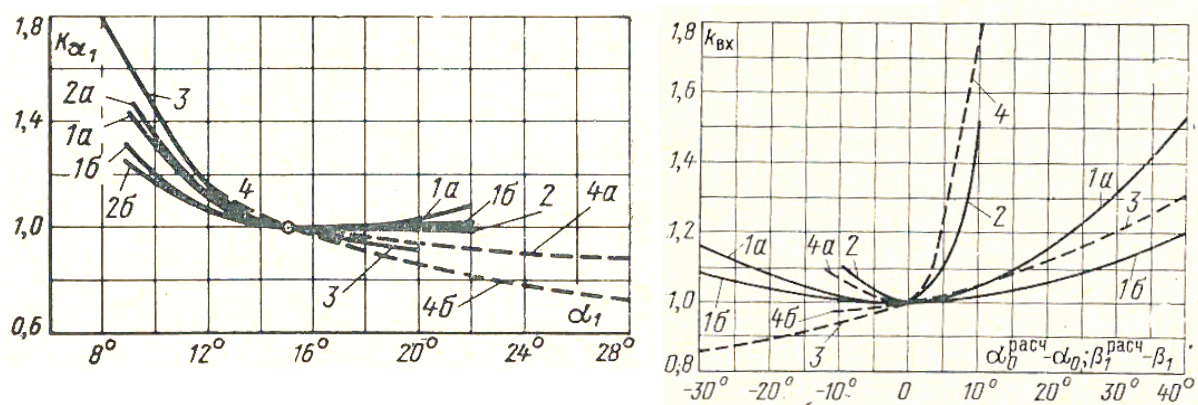
$$\zeta_s = (\zeta_s)_{atlas} + 0,02 \quad (4.22)$$

$$(\zeta_s)_{atlas} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\alpha_1}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) \cdot \frac{b_1}{l_1} \cdot k_{\alpha_1}^{kanc} \cdot k_{vh}^{kanc} \cdot k_{kr}^{kanc} \quad (4.23)$$

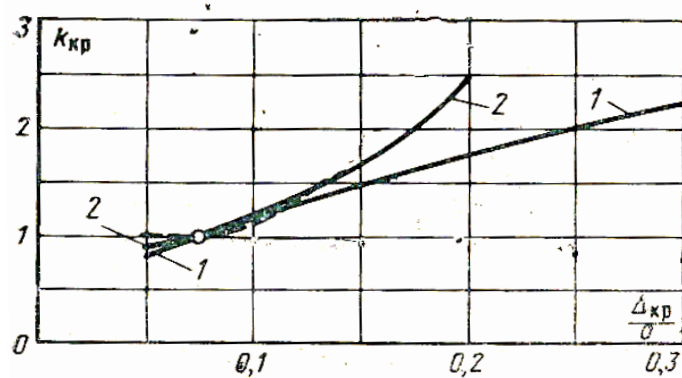
Pojedine komponente koeficijenta gubitka statorske rešetke očitavaju se iz dijagrama na slikama 4.1, 4.2 i 4.3. ζ'_{pr} je koeficijent profilnih gubitaka, $\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$ je koeficijent rubnih gubitaka, k_{α_1} je korekcijski faktor za koeficijente gubitaka u ovisnosti o kutu α_{1e} , k_{vh} je korekcijski faktor za koeficijente gubitaka zbog odstupanja ulaznog kuta toka (α_0 ili β_1) od optimalnog, k_{kr} je korekcijski faktor za koeficijente gubitaka kod odstupanja relativne debljine izlaznog brida.



Slika 4.1 Krivulje za koeficijent profilnih gubitaka i rubnih gubitaka



Slika 4.2 Korekcijski faktori za koeficijente gubitaka



Slika 4.3 Korekcijski faktor za koeficijente gubitaka

27. Koeficijent brzine za statorsku rešetku

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_s} \quad (4.24)$$

28. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz statorske rešetke

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} \quad (4.25)$$

29. Kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\mu_1}{\varphi} \cdot \sin \alpha_{1e}\right) \quad (4.26)$$

30. Stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.27)$$

31. Kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{c_1}{w_1} \cdot \sin \alpha_1\right) \quad (4.28)$$

32. Gubitak u statorskoj rešetci

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{1,is} \cdot \zeta_s \quad (4.29)$$

33. Izentropski toplinski pad u rotorskoj rešetci

$$\Delta h_{2,is} = R \cdot \Delta h_{is} \quad (4.30)$$

34. Teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$w_{2t} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{2,is} + w_1^2} \quad (4.31)$$

35. Brzina zvuka na izlazu iz rotorske rešetke

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_{2t}} \quad (4.32)$$

36. Teoretski Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \quad (4.33)$$

37. Odnos tlaka na izlazu iz rotorske rešetke i tlaka na ulazu u rotorsku rešetku

$$\varepsilon_2 > \varepsilon_*$$

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_1} \quad (4.34)$$

38. Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke za $\varepsilon_2 > \varepsilon_*$, odnosno $M_{2t} < 1$

$$F_2 = \frac{D \cdot v_{2t}}{\mu_2 \cdot w_{2t}} \quad (4.35)$$

$$\mu_2 = 0,93 - \text{koeficijent protoka za rotorsku rešetku}$$

39. Odabire se potrebno prekrivanje između lopatica statorsche i rotorske rešetke Δl

40. Visina lopatice rotorske rešetke

$$l_2 = l_1 + \Delta l \quad (4.36)$$

41. Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke

- ako je srednji promjer konstantan (u ovom slučaju, samo kod regulacijskih stupnjeva):

$$d_{2sr} = d_{1sr}$$

- kod ostalih stupnjeva: $d_{2sr} = d_{1k} - 0,002 + l_2$ (smanjujemo d_{2sr} za 0,002 radi prekrivanja između statorskih i rotorskih lopatica)

$$u_2 = \frac{d_{2sr} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.37)$$

42. Potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke

$$\beta_{2e} = \arcsin \left(\frac{F_2}{d_{sr} \cdot \pi \cdot l_2 \cdot e_1} \right) \quad (4.38)$$

43. Odabiranje profila lopatica rotorske rešetke iz atlasa profila

44. Kut ugradnje lopatica rotorske rešetke očitava se iz atlasa profila.

45. Relativni optimalni korak lopatica rotorske rešetke očitava se iz atlasa profila.

46. Duljina tetive profila rotorske rešetke očitava se iz atlasa profila.

47. Stvarni optimalni korak lopatica rotorske rešetke

$$t_{2,opt} = b_2 \cdot \bar{t}_{opt,2} \quad (4.39)$$

48. Broj lopatica rotorske rešetke zaokružuje se na prvi veći cijeli neparni broj.

$$Z_2 = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{t_{2,opt}} \quad (4.40)$$

49. Korigirani stvarni korak rotorske rešetke

$$t_{2,kor} = \frac{d_{sr} \cdot \pi}{Z_2} \quad (4.41)$$

50. Korigirani relativni korak rotorske rešetke

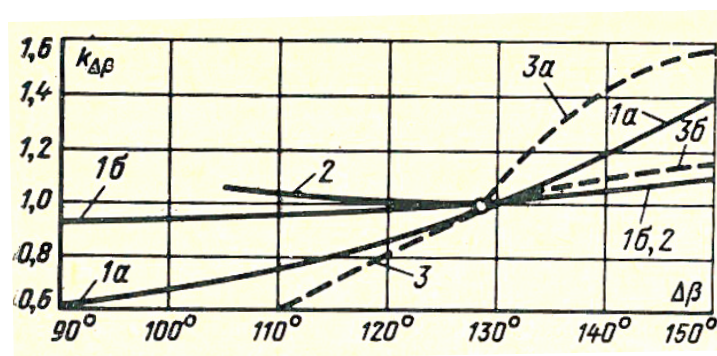
$$\bar{t}_{2,kor} = \frac{t_{2,kor}}{b_2} \quad (4.42)$$

51. Koeficijent gubitka rotorske rešetke

$$\zeta_R = (\zeta_R)_{atlas} + 0,04 \quad (4.43)$$

$$(\zeta_R)_{atlas} = \zeta'_{pr} \cdot k_{\Delta\beta}^{pr} \cdot k_{vh}^{pr} \cdot k_{kr}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) \cdot \frac{b_2}{l_2} \cdot k_{\Delta\beta}^{kanc} \cdot k_{vh}^{kanc} \cdot k_{kr}^{kanc} \quad (4.44)$$

Pojedine komponente koeficijenta gubitka rotorske rešetke očitavaju se iz dijagrama 4.1, 4.2, 4.3 i 4.4.



Slika 4.4 Korekcijski faktor $k_{\Delta\beta}$ za koeficijent gubitaka za rotorsku rešetku

52. Koeficijent brzine za rotorsku rešetku

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_R} \quad (4.45)$$

53. Kut stvarne relativne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{\mu_2}{\psi} \cdot \sin \beta_{2e}\right) \quad (4.46)$$

54. Stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t} \quad (4.47)$$

55. Gubitak u rotorskoj rešetci

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad (4.48)$$

56. Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + U_1^2 - 2 \cdot w_2 \cdot U_1 \cdot \cos \beta_2} \quad (4.49)$$

57. Kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlazu iz rotorske rešetke

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{c_2}\right) \quad (4.50)$$

58. Gubitak uslijed izlazne brzine

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2^2}{2} \quad (4.51)$$

59. Stupanj djelovanja na obodu kola

$$\eta_u = \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{is}} \quad (4.52)$$

60. Gubici regulacijskog stupnja

a. Gubitak regulacijskog stupnja zbog ventilacije

$$\xi_{vent} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{1 - e_1}{e_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F}\right)_{opt}^3 \quad (4.53)$$

b. Gubitak uslijed trenja diska

$$\xi_{tr} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{sr}}{l_1} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F} \right)_{opt}^3 \quad (4.54)$$

c. Gubitak na krajevima segmenata sapnica

$$\xi_{seg} = 0,25 \cdot \frac{b_2 \cdot l_2}{F_1} \cdot \left(\frac{U}{c_F} \right)_{opt} \cdot \eta_u \cdot i \quad (4.55)$$

$i = 2$ – broj privoda pare

d. Gubitak uslijed parcijalnosti

$$\xi_{parc} = \xi_{vent} + \xi_{seg} \quad (4.56)$$

61. Gubici ostalih stupnjeva

a. Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjku brtvu

$$\xi_{ys} = 0,475 \cdot \frac{\delta_1}{e \cdot l_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sqrt{Z_S}} \quad (4.57)$$

δ_1 – raspor statora (1. – 11. stupnja = 0,3 mm; 13. – 14. stupnja = 0,45 mm)

$Z_S = 4$ – broj šiljaka

$$\xi_{yr} = 0,525 \cdot \frac{\delta_2}{\varepsilon \cdot l_2 \cdot \sin \alpha_1} \sqrt{\left(\frac{\lambda + 1}{\lambda} \right)^2 \cdot \frac{1}{1 - \rho} - 1} \cdot \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{Z_R}} \quad (4.58)$$

$\delta_2 = 0,5$ mm – raspor rotora

$$\lambda = \frac{d_{2sr}}{l_2}$$

$Z_R = 2$ – broj šiljaka

$$\xi_y = \xi_{yr} + \xi_{ys} \quad (4.59)$$

b. Gubitak zbog vlažne pare

$$\xi_w = a \cdot \frac{y_0 + y_2}{2} \quad (4.60)$$

$a = 0,4 \div 0,9$ – odabrano 0,55

$y_0 = 1 - x_0$ (vlažnost na ulazu u stupanj)

$$y_2 = 1 - x_2 \text{ (vlažnost na izlazu iz stupnja)}$$

62. Unutarnji stupanj djelovanja

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{parc} - \xi_{tr} - \xi_y - \xi_w \quad (4.61)$$

63. Iskorišteni toplinski pad stupnja

$$\Delta h_i = \eta_i \cdot \Delta h_{is} \quad (4.62)$$

64. Gubitak stupnja

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \cdot \Delta h_{is} \quad (4.63)$$

65. Stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja

$$h_{izl} = h_0 - \Delta h_i \quad (4.64)$$

4.3. Podaci dobiveni proračunom

Proračun je proveden pomoću računalnog programa Matlab za svaki stupanj turbine. Za izračun pojedinih termodinamičkih veličina korištena je funkcija *XSteam*, koja pokriva cijelo područje h-s dijagrama. U tablicama 4.2, 4.3 i 4.4 dane su sve izračunate veličine za sve stupnjeve turbine.

Tablica 4.2 Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 1.-5.

	1. stupanj	2. stupanj	3. stupanj	4. stupanj	5. stupanj
$d_{sr,1}$ [mm]	441	268,48	270,16	272,21	274,75
$d_{k,1}$ [mm]	431	260	260	260	260
l_1 [mm]	10	8,48	10,16	12,21	14,75
u_1 [m/s]	277,0885	168,6910	169,7465	171,0346	172,6305
R	0,0392	0,0538	0,0634	0,0747	0,0881
$(u/c_f)_{opt}$	0,4740	0,4776	0,4801	0,4830	0,4866
$(u/c_f)_r$	0,4740	0,4776	0,4801	0,4830	0,4866
$\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%]	0	0	0	0	0
c_f [m/s]	584,5658	353,1721	353,5735	354,0997	354,8043
Δh_{is} [kJ/kg]	170,8586	62,3653	62,5071	62,6933	62,9430
$\Delta h_{s,is}$ [kJ/kg]	164,1583	59,0103	58,5441	58,0096	57,3966
c_{1t} [m/s]	572,9891	343,5414	342,1814	340,6160	338,8115

	1. stupanj	2. stupanj	3. stupanj	4. stupanj	5. stupanj
h_0 [kJ/kg]	3366,2823	3263,1959	3224,0891	3181,4176	3137,6857
$h_{t,1}$ [kJ/kg]	3202,1240	3204,1856	3165,5451	3123,4080	3080,2890
$h_{t,2}$ [kJ/kg]	3195,4237	3200,8306	3161,5820	3118,7243	3074,7426
p_0 [bar]	44,800	25,757	20,900	16,846	13,469
p_1 [bar]	26,357	21,142	17,083	13,701	10,898
p_2 [bar]	25,757	20,900	16,846	13,469	10,672
v_0 [m ³ /kg]	0,0732	0,1186	0,1421	0,1706	0,2061
$v_{t,1}$ [m ³ /kg]	0,1106	0,1383	0,1661	0,2002	0,2427
$v_{t,2}$ [m ³ /kg]	0,1126	0,1395	0,1679	0,2029	0,2467
x_0 [kg/kg]	1	1	1	1	1
x_2 [kg/kg]	1	1	1	1	1
a_1 [m/s]	615,701	616,4886	607,3573	597,1444	586,4245
M_{1t}	0,9306	0,5573	0,5634	0,5704	0,5778
ε_1	0,5883	0,8208	0,8174	0,8134	0,8091
F_1 [mm ²]	713,299	1486,9696	1793,2633	2171,2026	2646,5377
e_{1l_1} [mm]	2,476	8,48	10,16	12,21	14,75
e_1	0,2476	1	1	1	1
<i>profil stator</i>	S-90-12B	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
α_u [°]	34	34	34	34	34
$\bar{t}_{opt,1}$	0,655	0,67	0,67	0,67	0,67
b_1 [mm]	56,58	62,50	62,50	62,50	62,50
$t_{1,opt}$ [mm]	37,06	41,875	41,875	41,875	41,875
Z_1	38	22	22	22	22
$t_{1,kor}$ [mm]	36,46	38,339	38,579	38,872	39,234
$\bar{t}_{1,kor}$	0,6444	0,6134	0,6173	0,6219	0,6277
ζ'_{pr}	0,022	0,02	0,02	0,02	0,02
$k_{\alpha_1}^{pr}$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,08
k_{vh}^{pr}	1,1	1,01	1,01	1,01	1,01
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1	1
$\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$	0,01	0,02	0,018	0,018	0,018
$k_{\alpha_1}^{kanc}$	1,15	1,1	1,1	1,1	1,1
k_{vh}^{kanc}	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1	1
$(\zeta_s)_{atlas}$	0,0923	0,1860	0,1452	0,1246	0,1066
ζ_s	0,1123	0,2060	0,1652	0,1446	0,1266
φ	0,94215	0,8911	0,9137	0,9249	0,9346
c_1 [m/s]	539,8465	306,1207	312,6349	315,0312	316,6477
α_1 [°]	12,3601	13,0809	12,7522	12,5947	12,4619
w_1 [m/s]	275,6376	146,8567	151,7731	152,7354	152,6981
β_1	24,7864	28,1496	27,0448	26,7280	26,5822
$\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg]	18,4412	12,1554	9,6738	8,3873	7,2637
$\Delta h_{R,is}$ [kJ/kg]	6,7003	3,3549	3,9630	4,6836	5,5464
w_{2t} [m/s]	298,9595	168,1570	175,9578	180,8187	185,4981
a_2 [m/s]	614,1169	615,6957	606,4006	595,9865	585,0185
M_{2t}	0,4868	0,2731	0,2902	0,3034	0,3171

	1. stupanj	2. stupanj	3. stupanj	4. stupanj	5. stupanj
ε_2	0,9772	0,9886	0,9861	0,9830	0,9792
F_2 [mm ²]	1451,652	3196,8871	3676,9397	4322,6998	5124,2251
Δl [mm]	1	1,52	1,84	1,79	1,25
l_2 [mm]	11	10	12	14	16
$d_{sr,2}$ [mm]	441	268	270	272	274
u_2 [m/s]	277,0885	168,3894	169,6460	170,9026	172,1593
β_{2e} [°]	22,6226	22,3152	21,1762	21,1821	21,8424
<i>profil rotor</i>	R-30-21A	R-30-21	R-30-21	R-30-21	R-30-21
β_u [°]	81	81	79	79	80
$\bar{t}_{opt,2}$	0,63	0,615	0,645	0,645	0,635
b_2 [mm]	25,63	25,63	25,63	25,63	25,63
$t_{2,opt}$ [mm]	16,15	15,7625	16,5314	16,5314	16,2751
Z_2	87	55	53	53	53
$t_{2,kor}$ [mm]	15,924	15,3081	16,0043	16,1229	16,2414
$\bar{t}_{2,kor}$	0,621328	0,5973	0,6244	0,6291	0,6337
ζ'_{pr}	0,05	0,058	0,058	0,058	0,058
$k_{\Delta\beta}^{pr}$	0,9	0,93	0,9	0,93	0,9
k_{vh}^{pr}	1,05	1,1	1,15	1,15	1,15
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1	1
$\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$	0,05	0,08	0,078	0,078	0,078
$k_{\Delta\beta}^{kanc}$	0,85	0,9	0,9	0,92	0,89
k_{vh}^{kanc}	1,6	1,01	1,02	1,4	1,3
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1	1
$(\zeta_R)_{atlas}$	0,20569	0,2457	0,2130	0,2460	0,2046
ζ_R	0,24569	0,2857	0,2530	0,2860	0,2446
ψ	0,86851	0,8452	0,8643	0,8450	0,8691
β_2 [°]	24,3238	24,6971	22,8730	23,4329	23,4599
w_2 [m/s]	259,6494	142,1185	152,0825	152,7943	161,2242
$\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg]	10,9795	4,0396	3,9160	4,6747	4,2082
c_2 [m/s]	114,3551	71,1910	66,0749	68,0820	68,6171
α_2 [°]	69,2646	56,5217	63,4617	63,1876	69,2931
$\Delta h_{g,ib}$ [kJ/kg]	6,5384	2,5341	2,1829	2,3176	2,3542
η_u	0,7895	0,6997	0,7477	0,7547	0,7803
ξ_{vent}	0,09836	-	-	-	-
ξ_{tr}	0,01397	-	-	-	-
ξ_{seg}	0,07396	-	-	-	-
$\xi_{y,S}$	-	0,0371	0,0318	0,0268	0,0224
$\xi_{y,R}$	-	0,0355	0,0332	0,0304	0,0274
ξ_y	-	0,0726	0,0650	0,0571	0,0498
ξ_w	-	-	-	-	-
ξ_{parc}	0,17222	-	-	-	-
η_i	0,6033	0,6271	0,6827	0,6976	0,7305
Δh_i [kJ/kg]	103,0864	39,1068	42,6715	43,7320	45,9818
Δh_g [kJ/kg]	67,7722	23,2585	19,8356	18,9613	16,9612

h_{izl} [kJ/kg]	3263,1959	3224,0891	3181,4176	3137,6857	3091,7038
-------------------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------

Tablica 4.3 Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 6.-10.

	6. stupanj	7. stupanj	8. stupanj	9. stupanj	10. stupanj
$d_{sr,1}$ [mm]	277,89	281,84	286,82	293,19	302,13
$d_{k,1}$ [mm]	260	260	260	260	260
l_1 [mm]	17,89	21,84	26,82	33,19	42,13
U_1 [m/s]	176,6034	177,0853	180,2143	184,2167	189,8339
R	0,1038	0,1224	0,1441	0,1693	0,2006
$(U/c_f)_{opt}$	0,4908	0,4960	0,5022	0,5098	0,5197
$(U/c_f)_r$	0,4908	0,4960	0,5022	0,5098	0,5353
$\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%]	0	0	0	0	3,0
c_f [m/s]	355,7509	357,0512	358,8487	361,3766	354,6584
Δh_{is} [kJ/kg]	63,2793	63,7428	64,3862	65,2965	62,8913
$\Delta h_{s,is}$ [kJ/kg]	56,7080	55,9401	55,1103	54,2436	50,2729
c_{1t} [m/s]	336,7729	334,4849	331,9950	329,3739	317,0895
h_0 [kJ/kg]	3091,7038	3043,9001	2994,2012	2942,4498	2888,8392
$h_{t,1}$ [kJ/kg]	3034,9958	2987,9600	2939,0909	2888,2063	2838,5663
$h_{t,2}$ [kJ/kg]	3028,4245	2980,1573	2929,8150	2877,1533	2825,9479
p_0 [bar]	10,6717	8,365	6,475	4,936	3,694
p_1 [bar]	8,5851	6,687	5,139	3,885	2,921
p_2 [bar]	8,3654	6,475	4,936	3,694	2,748
v_0 [m ³ /kg]	0,2504	0,3064	0,3781	0,4717	0,5965
$v_{t,1}$ [m ³ /kg]	0,2961	0,3640	0,4516	0,5667	0,7136
$v_{t,2}$ [m ³ /kg]	0,3021	0,3731	0,4657	0,5890	0,7476
x_0 [kg/kg]	1	1	1	1	1
x_2 [kg/kg]	1	1	1	1	1
a_1 [m/s]	574,8524	562,4836	549,2324	534,9738	520,5800
M_{1t}	0,5858	0,5947	0,6045	0,6157	0,6091
ε_1	0,8045	0,7994	0,7936	0,7870	0,7909
F_1 [mm ²]	3247,8898	4019,6594	5024,5380	6355,7681	8313,6632
$e_1 l_1$ [mm]	17,89	21,84	26,82	33,19	42,13
e_1	1	1	1	1	1
profil stator	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
α_u [°]	34	34	34	34	34
$\bar{t}_{opt,1}$	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
b_1 [mm]	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50
$t_{1,opt}$ [mm]	41,875	41,875	41,875	41,875	41,875
Z_1	22	22	22	22	24
$t_{1,kor}$ [mm]	39,683	40,2467	40,9578	41,867	39,5487
$\bar{t}_{1,kor}$	0,6349	0,6439	0,6553	0,6699	0,6328
ζ'_{pr}	0,02	0,019	0,018	0,018	0,018
$k_{\alpha_1}^{pr}$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
k_{vh}^{pr}	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1	1
$\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018
$k_{\alpha_1}^{kanc}$	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1

	6. stupanj	7. stupanj	8. stupanj	9. stupanj	10. stupanj
k_{vh}^{kanc}	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1	1
$(\zeta_s)_{atlas}$	0,0921	0,0783	0,0666	0,0577	0,0497
ζ_s	0,1121	0,0983	0,0866	0,0777	0,0697
φ	0,9423	0,9496	0,9557	0,9604	0,9645
c_1 [m/s]	317,3387	317,6131	317,2940	316,3265	305,8451
α_1 [°]	12,3583	12,2623	12,1820	12,1219	12,0690
w_1 [m/s]	151,4634	149,3802	146,1713	141,6037	126,5908
β_1	26,6420	26,8451	27,2618	27,9759	30,3421
$\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg]	6,3561	5,5010	4,7726	4,2123	3,5023
$\Delta h_{R,is}$ [kJ/kg]	6,5713	7,8027	9,2759	11,0530	12,6184
w_{2t} [m/s]	189,9575	194,7303	199,7944	205,3230	203,1306
a_2 [m/s]	573,1408	560,3913	546,6657	531,8096	516,8409
M_{2t}	0,3314	0,3475	0,3655	0,3861	0,3930
ε_2	0,9744	0,9683	0,9606	0,9507	0,9409
F_2 [mm ²]	6126,9106	7381,7615	8980,6407	11053,2483	14180,9200
Δl [mm]	1,11	1,16	1,18	0,81	0,87
l_2 [mm]	19	23	28	34	43
$d_{sr,2}$ [mm]	277	281	286	292	301
U_2 [m/s]	174,0442	176,5575	179,6991	183,4690	189,1239
β_{2e} [°]	21,7501	21,3190	20,9143	20,7559	20,4111
<i>profil rotor</i>	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
β_u [°]	80	80	79	79	79
$\bar{t}_{opt,2}$	0,63	0,595	0,635	0,63	0,63
b_2 [mm]	25,63	25,63	25,63	25,63	25,63
$t_{2,opt}$ [mm]	16,1469	15,2499	16,2751	16,1469	16,1469
Z_2	55	59	57	57	59
$t_{2,kor}$ [mm]	15,8222	14,9625	15,7631	16,0938	16,0274
$\bar{t}_{2,kor}$	0,6173	0,5838	0,6150	0,6279	0,6253
ζ'_{pr}	0,058	0,058	0,058	0,058	0,058
$k_{\Delta\beta}^{pr}$	0,9	0,91	0,9	0,9	0,9
k_{vh}^{pr}	1,15	1,15	1,1	1,1	1,02
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1	1
$\zeta'_{kanc} \frac{l}{b}$	0,078	0,078	0,075	0,07	0,07
$k_{\Delta\beta}^{kanc}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
k_{vh}^{kanc}	1,3	1,3	1,25	1,25	1,02
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1	1
$(\zeta_R)_{atlas}$	0,1831	0,1624	0,1347	0,1168	0,0915
ζ_R	0,2231	0,2024	0,1747	0,1568	0,1315
ψ	0,8814	0,8931	0,9085	0,9183	0,9319
β_2 [°]	23,0163	22,2461	21,4337	21,0336	20,3675
w_2 [m/s]	167,4285	173,9114	181,5104	188,5416	189,2992
$\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg]	4,0258	3,8373	3,4859	3,3048	2,7139
c_2 [m/s]	68,4340	67,6612	67,1926	68,0837	66,9075

	6. stupanj	7. stupanj	8. stupanj	9. stupanj	10. stupanj
$\alpha_2 [^\circ]$	73,0561	76,6778	80,8009	83,6841	79,9640
$\Delta h_{g,ib} [\text{kJ/kg}]$	2,3416	2,2890	2,2574	2,3177	2,2383
η_u	0,7989	0,8176	0,8367	0,8494	0,8656
ξ_{vent}	-	-	-	-	-
ξ_{tr}	-	-	-	-	-
ξ_{seg}	-	-	-	-	-
$\xi_{y,S}$	0,0186	0,0154	0,0126	0,0102	0,0081
$\xi_{y,R}$	0,0249	0,0225	0,0203	0,0181	0,0160
ξ_y	0,0435	0,0379	0,0329	0,0283	0,0241
ξ_w	-	-	-	-	-
ξ_{parc}	-	-	-	-	-
η_i	0,7554	0,7797	0,8038	0,8210	0,8415
$\Delta h_i [\text{kJ/kg}]$	47,8037	49,6989	51,7514	53,6107	52,9209
$\Delta h_g [\text{kJ/kg}]$	15,4756	14,0439	12,6348	11,6859	9,9703
$h_{izl} [\text{kJ/kg}]$	3043,9001	2994,2012	2942,4498	2888,8392	2835,9183

Tablica 4.4 Prikaz proračunom dobivenih veličina za stupnjeve 11.-14.

	11. stupanj	12. stupanj	13. stupanj	14. stupanj
$d_{sr,1}$ [mm]	312,64	405	404,39	426,34
$d_{k,1}$ [mm]	260	383	370	370
l_1 [mm]	52,64	22	34,39	56,34
U_1 [m/s]	196,4375	254,4690	254,0857	267,8773
R	0,2326	0,0891	0,1328	0,1922
$(U/c_f)_{opt}$	0,5304	0,4868	0,4989	0,5169
$(U/c_f)_r$	0,5506	0,5111	0,5837	0,6020
$\Delta(u/c_f)_{opt}$ [%]	3,82	5,0	17,0	16,45
c_f [m/s]	356,7479	497,8407	435,2789	445,0016
Δh_{is} [kJ/kg]	63,6345	123,9227	94,7339	99,0132
$\Delta h_{s,is}$ [kJ/kg]	48,8343	112,8850	82,1576	79,9870
c_{1t} [m/s]	312,5197	475,1526	405,3581	399,9674
h_0 [kJ/kg]	2835,9183	2781,6510	2685,1901	2609,1162
$h_{t,1}$ [kJ/kg]	2787,0840	2668,7659	2603,0325	2529,1292
$h_{t,2}$ [kJ/kg]	2772,2837	2657,7283	2590,4562	2510,1030
p_0 [bar]	2,749	2,000	1,005	0,565
p_1 [bar]	2,158	1,073	0,612	0,338
p_2 [bar]	2,000	1,005	0,565	0,298
v_0 [m ³ /kg]	0,7562	0,9748	1,7099	2,8368
$v_{t,1}$ [m ³ /kg]	0,9094	1,5796	2,6242	4,4720
$v_{t,2}$ [m ³ /kg]	0,9637	1,6732	2,8134	5,0049
x_0 [kg/kg]	1	1	1	0,98205
x_2 [kg/kg]	1	1	0,98205	0,95881
a_1 [m/s]	505,1086	469,3774	456,7632	443,4147
M_{1t}	0,6187	1,0123	0,8875	0,9020
ε_1	0,7852	0,5364	0,6085	0,5983
F_1 [mm ²]	10749,1688	4688,0680	9084,2161	15689,0947
e_{1l1} [mm]	52,64	17,7219	34,39	56,34
e_1	1	0,8055	1	1
profil stator	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
α_u [°]	34	34	34	34
$\bar{t}_{opt,1}$	0,67	0,67	0,67	0,67
b_1 [mm]	62,50	62,50	62,50	62,50
$t_{1,opt}$ [mm]	41,875	41,875	41,875	41,875
Z_1	24	32	32	32
$t_{1,kor}$ [mm]	40,9245	39,7608	39,7009	41,8558
$\bar{t}_{1,kor}$	0,6548	0,6362	0,6352	0,6697
ζ'_{pr}	0,018	0,035	0,025	0,025
$k_{\alpha_1}^{pr}$	1,1	1,05	1,1	1,1
$k_{\alpha_1}^{pr}$	1,01	1	1,01	1,01
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1
ζ'_{kanc}	0,018	0,016	0,017	0,017
$k_{\alpha_1}^{kanc}$	1,1	1,1	1,1	1,1

	11. stupanj	12. stupanj	13. stupanj	14. stupanj
k_{vh}^{kanc}	1,01	1	1,01	1,01
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1
$(\zeta_s)_{atlas}$	0,0437	0,0868	0,0621	0,0487
ζ_s	0,0637	0,1068	0,0821	0,0687
φ	0,9676	0,9451	0,9581	0,9650
c_1 [m/s]	302,3954	449,0758	388,3618	385,9785
α_1 [°]	12,0302	12,3208	12,1517	12,0628
w_1 [m/s]	117,6276	207,6915	149,8400	136,0661
β_1	32,3995	27,4766	33,0646	36,3576
$\Delta h_{g,s}$ [kJ/kg]	3,1128	12,0505	6,7451	5,4973
$\Delta h_{R,is}$ [kJ/kg]	14,8002	11,0376	12,5763	19,0262
w_{2t} [m/s]	208,4148	255,3646	218,1848	237,8370
a_2 [m/s]	500,5557	467,5387	454,6833	440,3008
M_{2t}	0,4164	0,5462	0,4799	0,5402
ε_2	0,9267	0,9367	0,9243	0,8810
F_2 [mm ²]	17815,3955	9589,4298	18871,8405	30798,5162
Δl [mm]	1,36	1	1,61	1,66
l_2 [mm]	54	23	36	58
$d_{sr,2}$ [mm]	312	405	404	426
U_2 [m/s]	196,0354	254,4690	253,8407	267,6637
β_{2e} [°]	19,6691	24,0035	24,3953	23,3766
profil rotor	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
β_u [°]	78	83	83	82
$\bar{t}_{opt,2}$	0,61	0,62	0,65	0,63
b_2 [mm]	25,63	25,63	25,63	25,63
$t_{2,opt}$ [mm]	15,6343	15,8906	16,6595	16,1469
Z_2	63	81	77	83
$t_{2,kor}$ [mm]	15,5584	15,7080	16,4832	16,1243
$\bar{t}_{2,kor}$	0,6070	0,6129	0,6431	0,6291
ζ'_{pr}	0,058	0,051	0,05	0,051
$k_{\Delta\beta}^{pr}$	0,95	0,9	0,9	0,9
k_{vh}^{pr}	1	1,1	1	1
k_{kr}^{pr}	1	1	1	1
$\zeta'_{kanc} \frac{1}{b}$	0,068	0,05	0,051	0,051
$k_{\Delta\beta}^{kanc}$	0,95	0,9	0,83	0,89
k_{vh}^{kanc}	1	1,25	1	1
k_{kr}^{kanc}	1	1	1	1
$(\zeta_R)_{atlas}$	0,0858	0,1132	0,0751	0,0660
ζ_R	0,1258	0,1532	0,1151	0,1060
ψ	0,9350	0,9202	0,9407	0,9455
β_2 [°]	19,5594	24,2746	24,1008	22,9702
w_2 [m/s]	194,8694	234,9948	205,2402	224,8839
$\Delta h_{g,R}$ [kJ/kg]	2,7313	4,9943	2,7405	2,9968
c_2 [m/s]	66,4092	104,6585	106,9812	106,6576

	11. stupanj	12. stupanj	13. stupanj	14. stupanj
α_2 [°]	79,2289	67,3814	51,5724	55,3696
$\Delta h_{g,ib}$ [kJ/kg]	2,2051	5,4767	5,7225	5,6879
η_u	0,8735	0,8183	0,8395	0,8568
ξ_{vent}	-	0,0085	-	-
ξ_{tr}	-	0,0063	-	-
ξ_{seg}	-	0,0250	-	-
$\xi_{y,S}$	0,0065	-	0,0148	0,0091
$\xi_{y,R}$	0,0142	-	0,0145	0,0109
ξ_y	0,0207	-	0,0293	0,0200
ξ_w	-	-	0,00717	0,01838
ξ_{parc}	-	0,0335	-	-
η_i	0,8528	0,7784	0,8030	0,8184
Δh_i [kJ/kg]	54,2673	96,4608	76,0740	81,0343
Δh_g [kJ/kg]	9,3672	27,4618	18,6599	17,9789
h_{izl} [kJ/kg]	2781,6510	2685,1901	2609,1162	2528,0819

4.4. Izračun električne snage

Za svaki je stupanj izračunata snaga po formuli:

$$P_{stupanj} = D \cdot (h_0 - h_2) \cdot \eta_i \quad (4.65)$$

Rezultati su prikazani u tablici 4.5.

Tablica 4.5 Izračun snage stupnjeva turbine

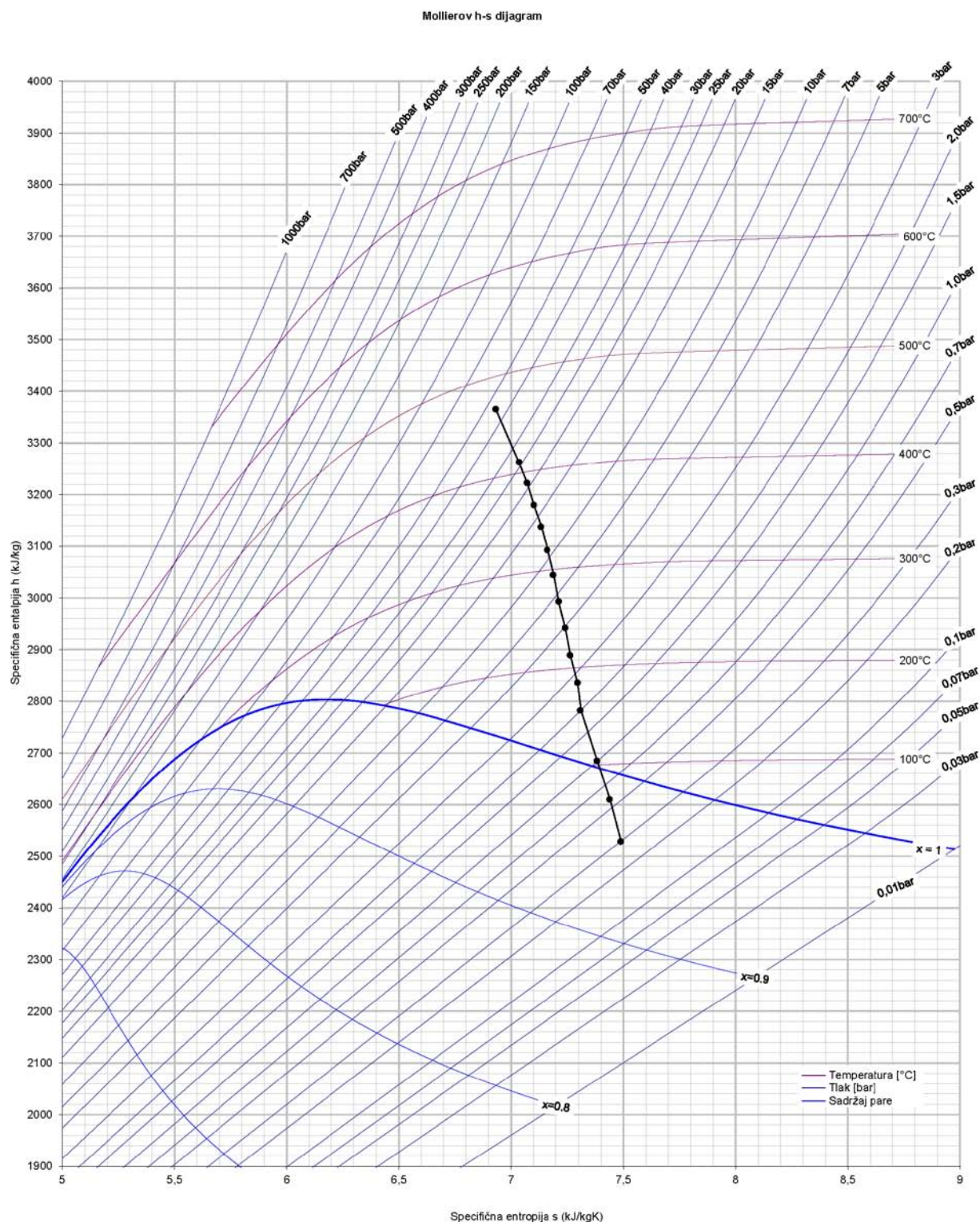
STUPANJ	h_0 [kJ/kg]	h_2 [kJ/kg]	η_i	D [kg/s]	$P_{stupanj}$ [kW]
1	3366,2823	3195,4237	0,60334	3,583333333	369,3908827
2	3263,1959	3200,8306	0,62706	3,583333333	140,1326463
3	3224,0891	3161,582	0,68267	3,583333333	152,9070037
4	3181,4176	3118,7243	0,69755	3,583333333	156,7052992
5	3137,6857	3074,7426	0,73053	3,583333333	164,7681985
6	3091,7038	3028,4245	0,75544	3,583333333	171,2966432
7	3043,9001	2980,1573	0,77968	3,583333333	178,0880343
8	2994,2012	2929,815	0,80376	3,583333333	185,4412701
9	2942,4499	2877,1533	0,82103	3,583333333	192,1041752
10	2888,8392	2825,9479	0,84147	3,583333333	189,6340929
11	2835,91826	2772,2837	0,8528	1,361111111	73,86416905
12	2781,651	2657,7283	0,7784	1,361111111	131,2947237
13	2685,1901	2590,4562	0,80303	1,361111111	103,5453895
14	2609,1162	2510,103	0,81842	1,361111111	110,2967993

Σ 2319,469328

Električna snaga je:

$$\begin{aligned}
 P_{el} &= \eta_{meh} \cdot \eta_{el} \cdot \sum P_{stupanj} = \\
 &= 0,94 \cdot 0,94 \cdot 2319 = 2049 \text{ kW}
 \end{aligned} \quad (4.66)$$

4.5. Prikaz ekspanzijske krivulje u h-s dijagramu



Slika 4.5 Ekspanzijska linija u h-s dijagramu

Na h-s dijagramu prikazane su točke stanja ulaza (h_0, p_0) i izlaza (h_{izl}, p_2) za svaki pojedini stupanj. Uočava se da je para ušla u vlažno područje u 13. i 14. stupnju. Sadržaj pare na izlazu iz 13. stupnja je 0,9821, a na izlazu iz 14. stupnja 0,9588.

ZAKLJUČAK

Nakon provedenog proračuna, za zadani maseni protok oduzimanja, dobiven je maseni protok na temelju unutarnje iskoristivosti postojeće turbine istog proizvođača snage 1MW. Turbina od 2 MW ima dvije grupe stupnjeva, 1.-11. stupanj, zatim slijedi regulirano oduzimanje na tlaku 2 bar, te druga grupa stupnjeva (12.-14.).

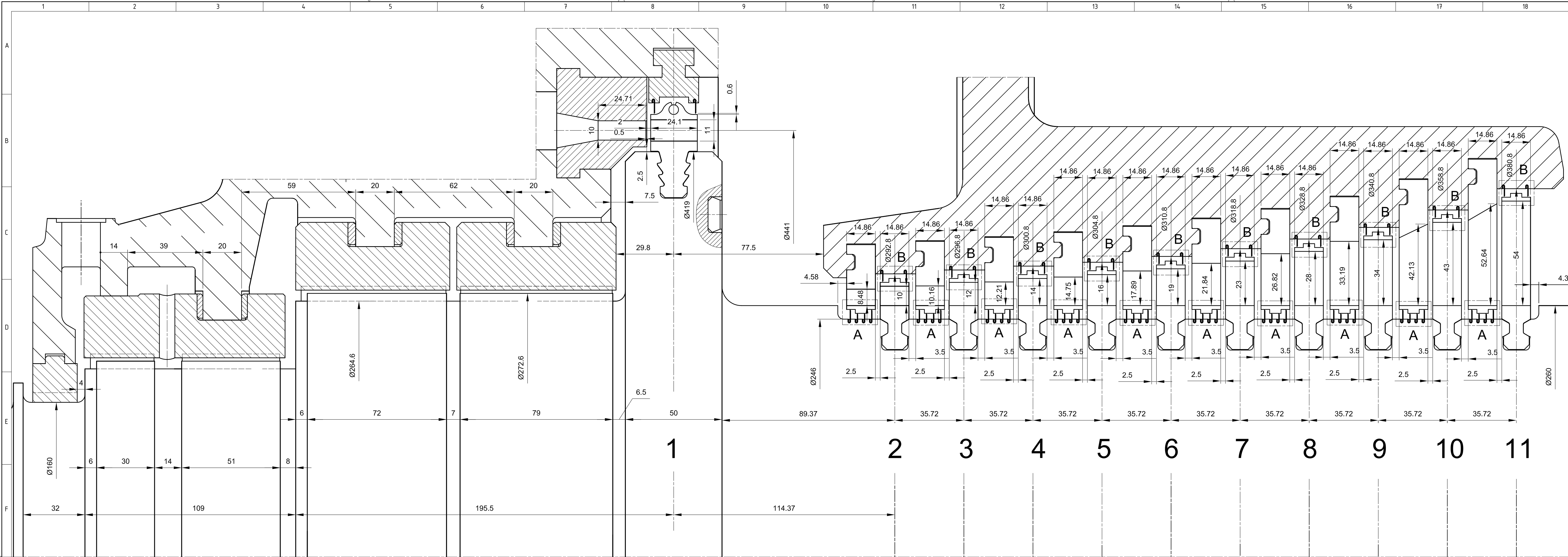
Raspoloživa električna snaga dobivena je izračunom snage svih stupnjeva umanjenom za mehaničke i električne gubitke te iznosi 2,049 MW.

6. LITERATURA

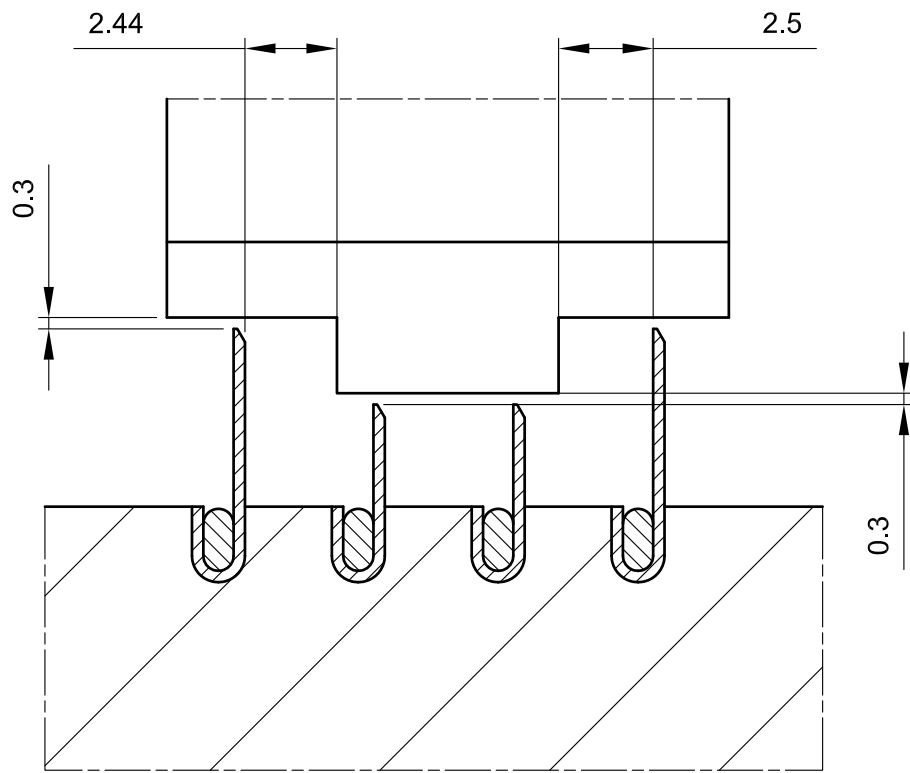
- [1] Guzović, Z.: Podloge iz predmeta Toplinske turbine, Zagreb, 1996.
- [2] Guzović, Z.: Podloge za vježbe iz predmeta Turbostrojevi II, Zagreb, 1994.
- [3] Kostyuk, Frolov: Steam and gas turbines, Mir Publishers, 1988.
- [4] Трубилов, Арсеньев, Фролов и др: Паровые и газовые турбины, Энергоатомиздат, 1985.
- [5] Щегляев, А. В.: Паровые турбины, Энергия, 1976.
- [6] Дейч, Филиппов, Лазарев - Атлас порфилей решеток осевых турбин, Машиностроение, 1965.
- [7] Tehnička enciklopedija, Leksikografski zavod Miroslava Krleža, 1997.
- [8] Program korištenja energije biomase i otpada, Energetski institut „Hrvoje Požar“, Zagreb, 1998.

7. PRILOZI

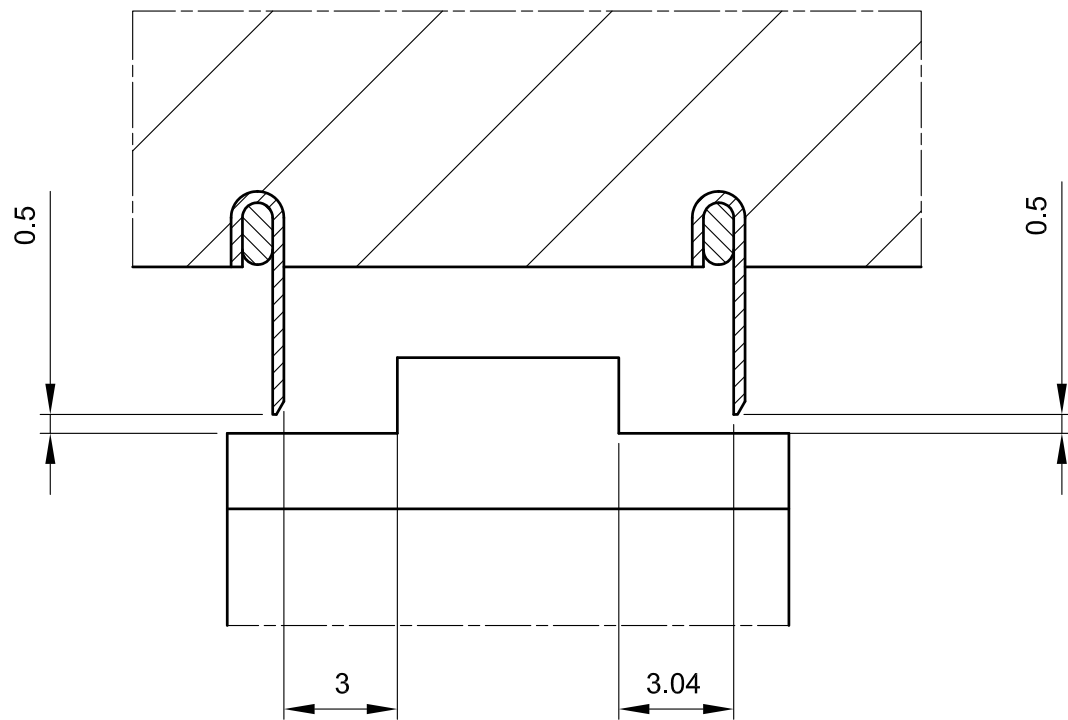
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



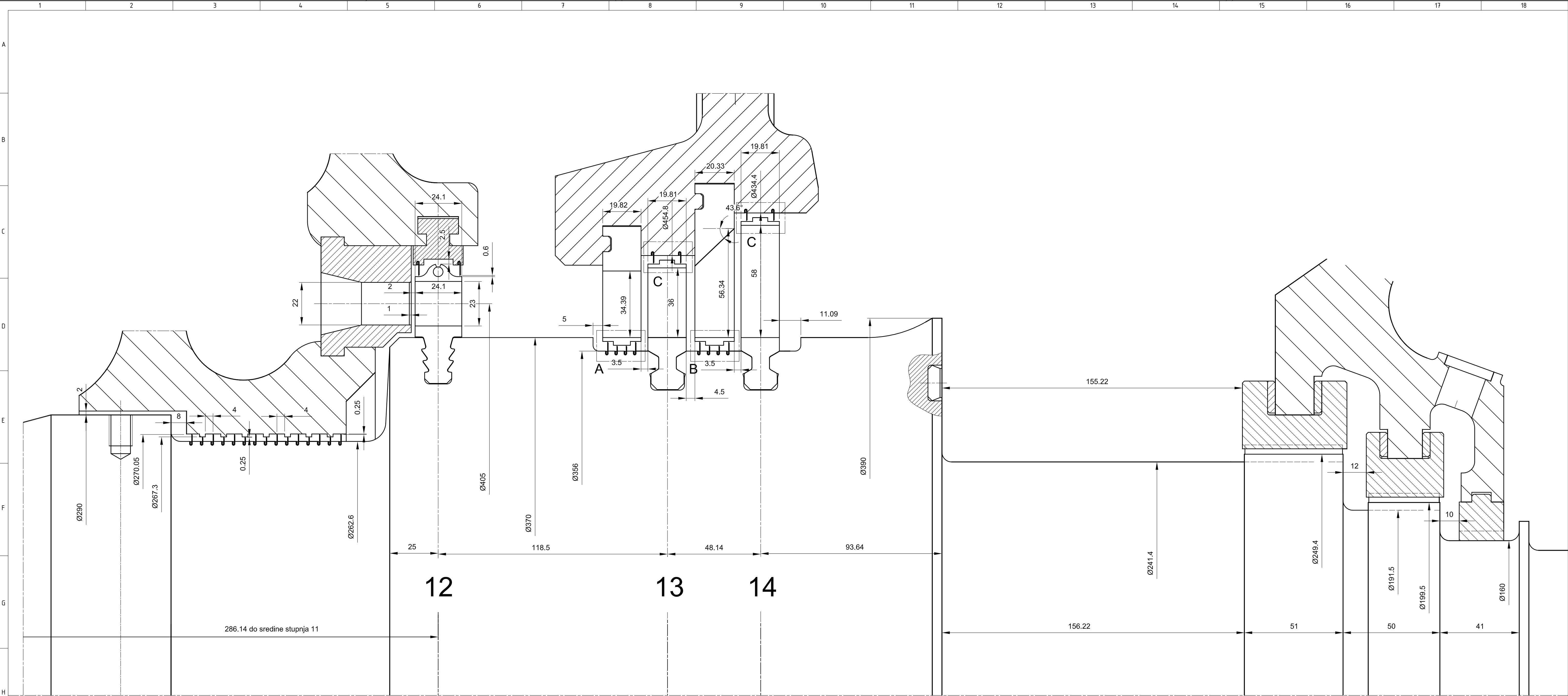
Detalj A
M 5:1



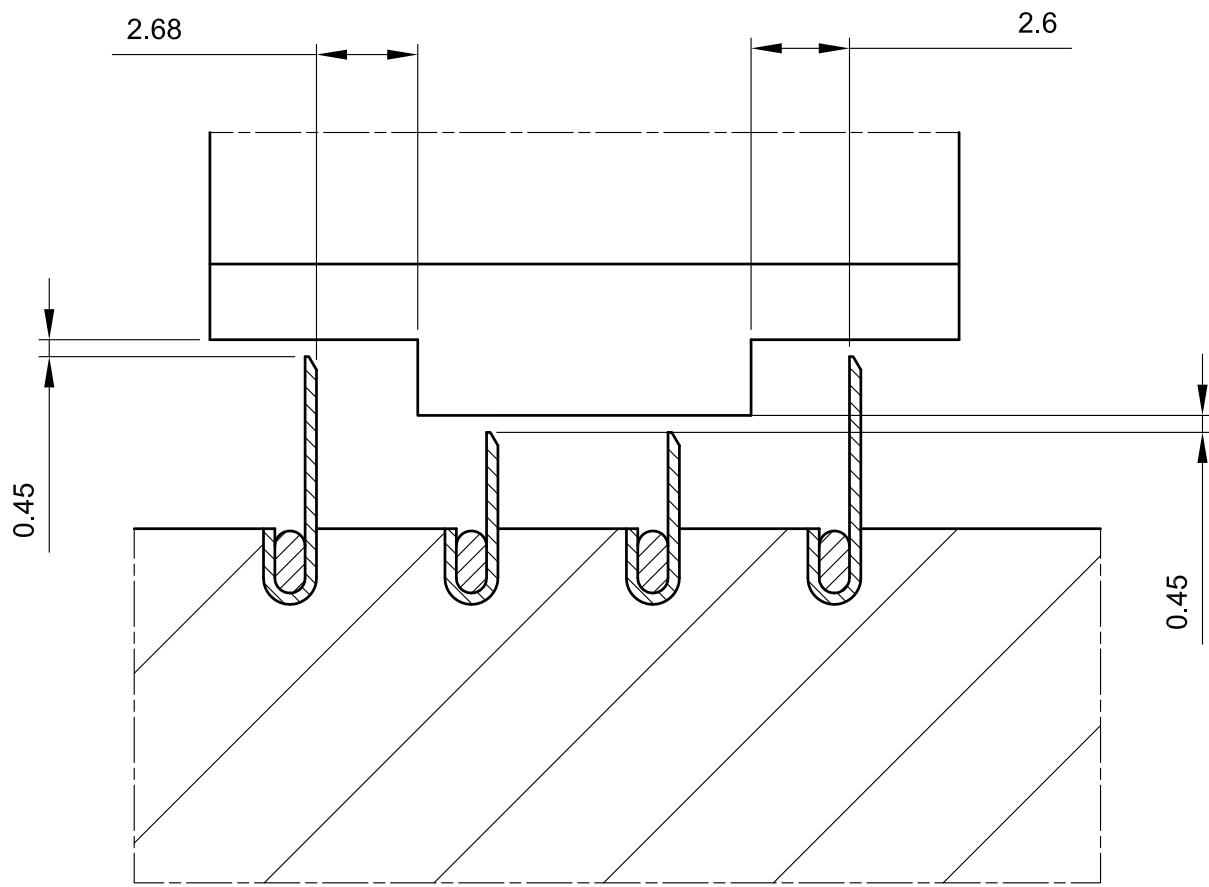
Detalj B
M 5:1



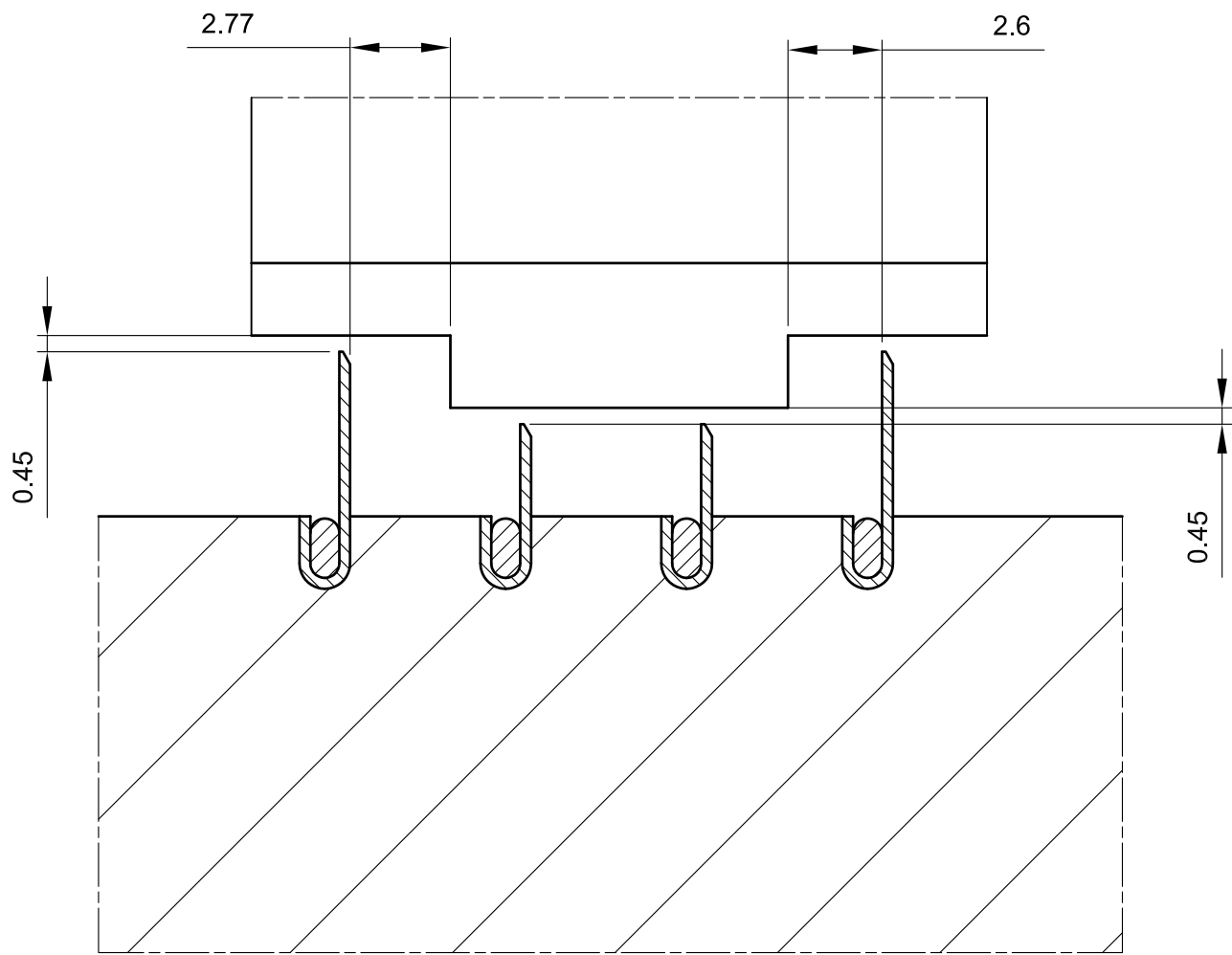
Projektor	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva Procesno-energetski smjer
Razradila	21.02.2013.	Tessa Uroic		
Crtao	21.02.2013.	Tessa Uroic		
Pregledao	21.02.2013.	prof.dr.sc. Z. Guzovic		
Voditelj rada	21.02.2013.	prof.dr.sc. Z. Guzovic		
Objekt:				Objekt broj:
Napomena:				R. N. broj:
Materijal:				Masa:
Naziv:				Pozicija:
Mjerilo originala:				Format: A1
1 : 1				Lista: 2
Crtež broj:				Lista: 1



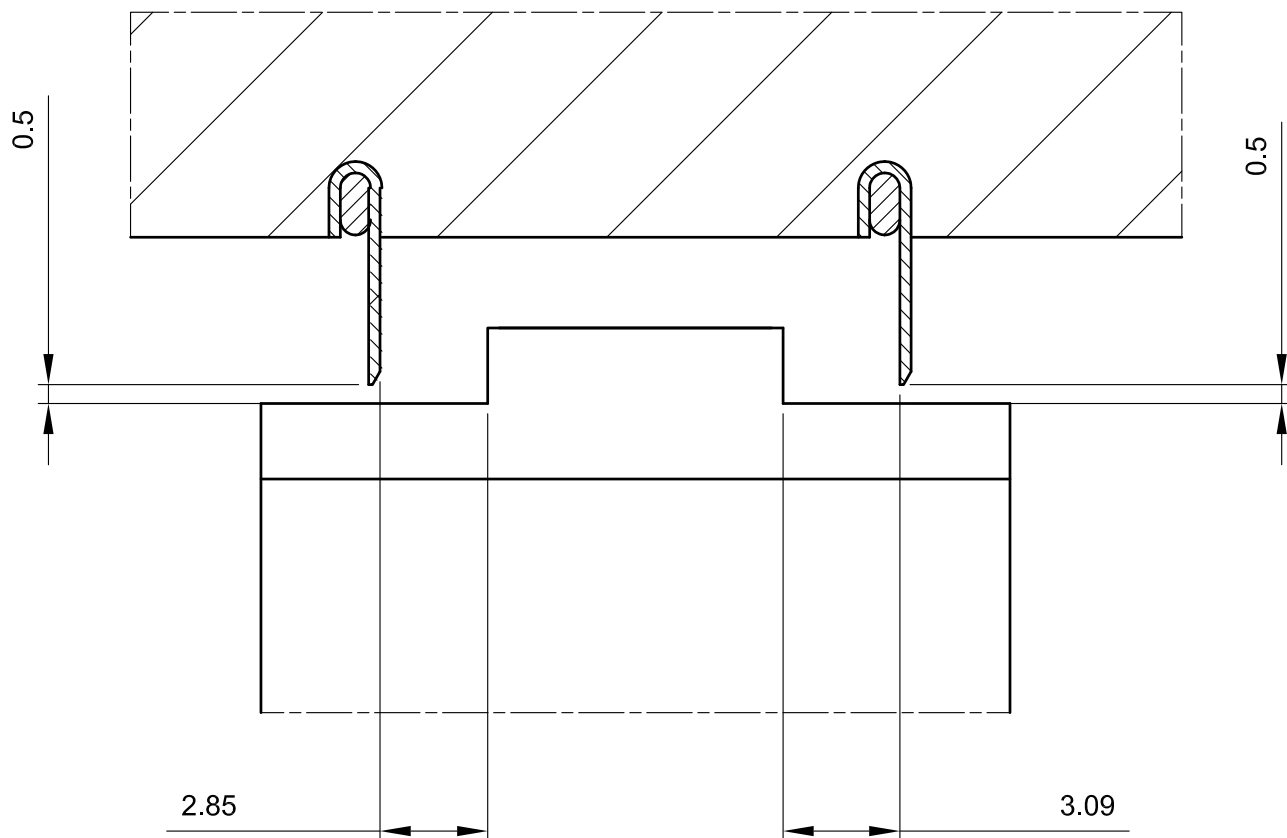
Detalj A
M 5:1



Detalj B
M 5:1



Detalj C
M 5:1



Projektor	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva Procesno-energetski smjer
Razradila	21.02.2013.	Tessa Uroic		
Crtao	21.02.2013.	Tessa Uroic		
Pregledao	21.02.2013.	prof.dr.sc. Z. Guzovic		
Voditelj rada	21.02.2013.	prof.dr.sc. Z. Guzovic		
Objekt:				Objekt broj:
Napomena:				R. N. broj:
Materijal:				Masa:
Naziv:				Pozicija:
Mjerilo originala:				Format: A1
Crtež broj:				Listova: 2
1 : 1				List: 2